

Advanced Engineering Research

Теоретический и научно-практический журнал

Том 22 № 2 2022 | Vol. 22 no. 2 2022

ISSN 2687-1653

1. Механика
   Mechanics
2. Машиностроение и машиноведение
   Machine Building and Machine Science
3. Информатика, вычислительная техника и управление
   Information Technology, Computer Science, and Management

DOI 10.23947/2687-1653

vestnik-donstu.ru

Advanced Engineering Research

Т. 22, № 2, 2022

Теоретический и научно-практический журнал

Издаётся с 1999 г.

Выходит 4 раза в год
апрель-июнь 2022 г.

ISSN 2687-1653 (online)
DOI: 10.23947/2687-1653

Учредитель и издатель Федеральное государственное бюджетное образовательное учреждение высшего образования «Донской государственный технический университет» (ДГТУ)

Название журнала (до августа 2020): Вестник Донского государственного технического университета

Журнал включен в перечень рецензируемых научных изданий, в котором должны быть опубликованы основные научные результаты диссертаций на соискание ученой степени кандидата наук, на соискание ученой степени доктора наук (Перечень ВАК) по следующим научным специальностям:

01.02.01 – Теоретическая механика (технические науки)
01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела (технические науки)
01.02.04 – Механика деформируемого твердого тела (физико-математические науки)
01.02.06 – Динамика, прочность машин, приборов и аппаратуры (технические науки)
05.02.02 – Машиноведение системы приводов и детали машин (технические науки)
05.02.04 – Трение и износ в машинах (технические науки)
05.02.07 – Технология и оборудование механической и физико-технической обработки (технические науки)
05.02.08 – Технология машиностроения (технические науки)
05.02.10 – Сварка, родственные процессы и технологии (технические науки)
05.02.11 – Методы контроля и диагностика в машиностроении (технические науки)
05.13.11 – Математическое и программное обеспечение вычислительных машин, комплексов и компьютерных сетей (технические науки)
05.13.17 – Теоретические основы информатики (технические науки)
05.13.18 – Математическое моделирование численные методы и комплексы программ (технические науки)

Индексируется и архивируется в Российском индексе научного цитирования (РИНЦ), в международной базе EBSCO (Academic Search Ultimate Magazines and Journal), Dimensions, CyberLeninka, ROAD, GoogleScholar.

Является членом Directory of Open Access Journals (DOAJ), Ассоциации научных редакторов и издателей (АНРИ) и CrossRef.

Свидетельство о регистрации средства массовой информации ЭЛ № ФС 77 – 78854 от 07 августа 2020 г., выдано Федеральной службой по надзору в сфере связи, информационных технологий и массовых коммуникаций

Над номером работали:

И. В. Бойко, Г. И. Рассохин, М. П. Смирнова (англ. версия)

Адрес учредителя, издателя и редакции:

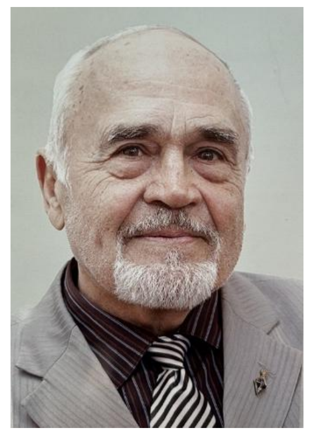
344003, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1, тел. +7 (863) 2-738-372
E-mail: vestnik@donstu.ru http://vestnik-donstu.ru/

СОДЕРЖАНИЕ

ЮБИЛЕЙ УЧЕНОГО
ANNIVERSARY OF THE SCIENTIST



85 лет Чернышеву Юрию Олеговичу — инженеру, педагогу и ученому



11 июля 2022 г. исполняется 85 лет со дня рождения заслуженному деятелю науки РФ, почетному профессору ДГТУ, профессору кафедры «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета (ДГТУ), главному научному сотруднику научно-исследовательского центра Краснодарского высшего военного училища имени генерала армии С. М. Штеменко Юрию Олеговичу Чернышеву. 63 года своей жизни он посвятил научной, педагогической и научно-организационной деятельности.

Юрий Олегович Чернышев окончил в 1959 году Таганрогский радиотехнический институт, в 1967 году защитил кандидатскую, а в 1984 году — докторскую диссертации.

С 1959 по 1980 годы работал в г. Ростове-на-Дону и занимал должность доцента Ростовского института сельскохозяйственного машиностроения (РИСХМ), а также старшего инженера — начальника группы Ростовского высшего военного командно-инженерного училища ракетных войск имени Главного маршала артиллерии М. И. Неделина (РВВКИУ РВ). С 1981 по 1983 гг. работал директором Северо-Кавказского филиала Российского отделения Государственного проектно-технологического института по механизации учета и вычислительных работ ЦСУ СССР.

С 1983 г. Юрий Олегович занял должность заведующего кафедрой «Электротехника и автоматизация производственных процессов» Ростовской государственной академии сельхозмашиностроения (РГАСХМ). В 1988 г. он основал в этом вузе кафедру «Прикладная математика и вычислительная техника» и возглавил ее. После присоединения в 2009 году РГАСХМа к ДГТУ и по настоящее время работает профессором кафедры «Автоматизация производственных процессов» Донского государственного технического университета и главным научным сотрудником научно-исследовательского центра Краснодарского высшего военного училища имени генерала армии С. М. Штеменко.

Юрий Олегович Чернышев является ведущим ученым в области оптимального проектирования производственных процессов и вычислительных структур, практического создания систем автоматизированного проектирования, автоматизированных систем технологических процессов и систем контроля.

Ученый внес большой вклад в подготовку научных и педагогических кадров высшей квалификации. Он обогатил науку крупными научными трудами и разработками в области вычислительной техники, теоретической и технической кибернетики. Под его руководством выполнено порядка 78 фундаментальных госбюджетных и хозрасчетных НИОКР государственного значения со значительным экономическим эффектом, подтвержденным соответствующими актами о внедрении.

Юрий Олегович создал успешно работающую и в настоящее время научную школу в области нетрадиционных моделей и методов решения оптимизационных задач проектирования. Он подготовил 7 докторов и 35 кандидатов наук.

Плодотворная научная деятельность ученого представлена более 500 научными работами, в том числе 17 монографиями, 22 патентами, 18 программами в фондах алгоритмов и программ.

Профессор Ю. О. Чернышев получил признание отечественной и зарубежной научной общественности. С 1976 по 2016 годы он являлся членом трех диссертационных советов по защите докторских и кандидатских диссертаций, с 1995 по 2000 г. рецензентом международного журнала «Математическое обозрение» (США, Мичиганский университет и членом редколлегии журнала «Advanced Engineering Research», а так же членом Американского математического общества.

В 2001 году отмечен Благодарностью Губернатора Ростовской области «За большой личный вклад в развитие Донской науки и профессионального образования».

В 1996 году указом Президента РФ Юрию Олеговичу присвоено почетное звание «Заслуженный деятель науки РФ», в 2003 году он награжден орденом «Дружбы», в 2008 году — золотой медалью им. В. И. Вернадского, а в 2020 г. — медалью им. Л. В. Красниченко.

Решением ученого совета ДГТУ от 26.06.2011 г. Ю. О. Чернышеву присвоено почетное звание «Почетный профессор ДГТУ».

МЕХАНИКА
MECHANICS







УДК 539.3

Научная статья

https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-81-90



Связанная динамическая осесимметричная задача термоэлектроупругости для длинного полого пьезокерамического цилиндра

Д. А. Шляхин ✉, **М. А. Кальмова**



Самарский государственный технический университет, Российская Федерация, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194

✉ d-612-mit2009@yandex.ru

Аннотация

Введение. Статья посвящена проблеме исследования связанных нестационарных термоэлектроупругих полей в пьезокерамических конструкциях. Кратко излагаются основные подходы, связанные с построением общего решения при исследовании исходных несамосопряженных уравнений, описывающих рассматриваемый процесс. Целью работы является построение нового замкнутого решения осесимметричной задачи термоэлектроупругости для длинного пьезокерамического цилиндра.

Материалы и методы. Рассматривается длинный полый цилиндр, электродированные поверхности которого подключены к измерительному прибору с большим входным сопротивлением. На цилиндрических поверхностях пластины задана температура, изменяющаяся по времени. Используется гиперболическая теория термоэлектроупругости Лорда–Шульмана. Замкнутое решение построено с помощью обобщенного метода конечных интегральных преобразований.

Результаты исследования. Разработанный алгоритм расчета позволяет определить напряженно–деформированное состояние цилиндра, его температурное и электрическое поля. Кроме того, появляется возможность исследовать связанность полей в пьезокерамическом цилиндре, а также проанализировать влияние релаксации теплового потока на рассматриваемые поля.

Обсуждение и заключения. Использование допущений о равенстве компонент тензора температурных напряжений и отсутствие влияния температуры на электрическое поле позволяет сформулировать самосопряженную исходную систему уравнений и построить замкнутое решение.

Ключевые слова: термоэлектроупругость, гиперболическая теория, нестационарная связанная задача, длинный пьезокерамический цилиндр, конечные интегральные преобразования.

Благодарности: авторы выражают благодарность редакции за внимательное отношение к статье и указанные замечания, которые позволили повысить ее качество.

Для цитирования: Шляхин, Д. А. Связанная динамическая осесимметричная задача термоэлектроупругости для длинного полого пьезокерамического цилиндра / Д. А. Шляхин, М. А. Кальмова // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 81–90. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-81-90

Original article

Related dynamic axisymmetric thermoelectroelasticity problem for a long hollow piezoceramic cylinder

Dmitriy A. Shlyakhin ✉, **Mariya A. Kalmova**

Samara State Technical University, 244, Molodogvardeyskaya St., Samara, Russian Federation

✉ d-612-mit2009@yandex.ru

Abstract

Introduction. The article studies the problem of investigation of coupled nonstationary thermoelectroelastic fields in piezoceramic structures. The main approaches related to the construction of a general solution to the initial non-self-adjoint equations describing the process under consideration are briefly outlined. The work aims at constructing a new closed solution to the axisymmetric thermoelectroelasticity problem for a long piezoceramic cylinder.

Materials and Methods. A long hollow cylinder whose electrodated surfaces were connected to a measuring device with large input resistance was considered. On the cylindrical surfaces of the plate, a time-varying temperature was given. The hyperbolic theory of Lord–Shulman thermo-electro-elasticity was used. The closed solution is constructed using a generalized method of finite integral transformations.
Results. The developed calculation algorithm makes it possible to determine the stress–strain state of the cylinder, its temperature, and electric fields. In addition, it becomes possible to investigate the coupling of fields in a piezoceramic cylinder, as well as to analyze the effect of relaxation of the heat flow on the fields under consideration.
Discussion and Conclusion. The use of assumptions about the equality of the components of the temperature stress tensor and the absence of temperature effect on the electric field allowed us to formulate a self-adjoint initial system of equations and construct a closed solution.

Keywords: thermoelectroelasticity, hyperbolic theory, nonstationary coupled problem, long piezoceramic cylinder, finite integral transformations.

Funding information: the authors express their gratitude to the editors for their attentive attitude to the article and the comments, which made it possible to improve its quality.
For citation: D. A. Shlyakhin, M. A. Kalmova. Coupled dynamic axisymmetric thermoelectroelasticity problem for a long hollow piezoceramic cylinder. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 81–90. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-81-90

Введение. В последнее время широкое распространение получили технические устройства различного назначения, изготовленные из пьезокерамического материала. Здесь особое место занимают приборы, работа которых основана на эффекте связанности упругих, электрических и температурных полей [1]. Для описания их работы с учетом связанности полей в настоящее время разработаны различные теории термоэлектроупругости [2–4]. При этом для более качественного описания и оценки нестационарных процессов в конструкциях возникает необходимость построения аналитических решений. Однако математическая формулировка рассматриваемых задач включает систему несамосопряженных дифференциальных уравнений в частных производных, интегрирование которых связано с большими математическими трудностями.

Для решения данной проблемы, как правило, исследуют уравнения в несвязанном виде [5, 6], анализируются бесконечно длинные тела [7–11] или рассматриваются задачи термоэлектроупругости в квазистатической постановке [12, 13].

В настоящей работе рассматривается связанная динамическая задача термоэлектроупругости для бесконечно длинного полого пьезокерамического цилиндра. В результате преобразования исходных расчетных соотношенийудается сформировать самосопряженную систему уравнений, интегрирование которой осуществляется методом неполного разделения переменных в виде обобщенного конечного интегрального преобразования [13].

Материалы и методы. Пусть полый, длинный, незакрепленный в радиальной плоскости, пьезокерамический цилиндр занимает в цилиндрической системе координат $\left(r_*,\theta,z\right)$ область Ω: $\left\{a\le r_*\le b, 0\le\theta\le 2\pi, -\infty<z<\infty\right\}$. На цилиндрических поверхностях задана температура в виде следующих нестационарных функций (граничные условия 1-рода) — $\omega_1^*(t_*)$ $(r_*=a)$, $\omega_2^*(t_*)$ $\left(r_*=b\right)$. Внутренняя электродированная поверхность заземлена, а внешняя подключена к измерительному прибору с большим входным сопротивлением (режим электрического холостого хода).

Математическая формулировка рассматриваемой осесимметричной задачи в безразмерной форме включает дифференциальные уравнения движения, электростатики и теплового баланса на основании гиперболической теории Лорда–Шульмана, а также краевые условия [2, 7, 15]:

$$\nabla\frac{\partial U}{\partial r}-a_1\frac{U}{r^2}+\nabla\frac{\partial\phi}{\partial r}-a_2\frac{1}{r}\frac{\partial\phi}{\partial r}-\nabla\Theta+a_3\frac{\Theta}{r}-\frac{\partial^2U}{\partial t^2}=0, \qquad (1)$$

$$-\nabla\frac{\partial\phi}{\partial r}+a_4\nabla\frac{\partial U}{\partial r}+a_5\frac{1}{r}\frac{\partial U}{\partial r}+a_6\nabla\Theta=0,$$

$$\nabla\frac{\partial\Theta}{\partial r}-\left(\frac{\partial}{\partial t}+\beta\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\left(a_7\Theta+a_8\nabla U\right)=0;$$

$$r=R,1\ \ \frac{\partial U}{\partial r}+a_9\frac{U}{r}+\frac{\partial\phi}{\partial r}-\Theta=0\ ,\ \Theta_{|r=R}=\omega_1,\ \Theta_{|r=1}=\omega_2, \qquad (2)$$

$$\phi_{|r=R} = 0 \ , \left(-\frac{\partial \phi}{\partial r} + a_4 \frac{\partial U}{\partial r} + a_5 \frac{U}{r} + a_6 \Theta\right)_{|r=1} = 0 \ ;$$

$$t = 0 \ U = \Theta = 0 \ , \frac{\partial U}{\partial t} = 0 \ , \frac{\partial \Theta}{\partial t} = \dot{\Theta}_0 \ ; \tag{3}$$

где $\{U, r, R\} = \{U^*, r_*, a\}/b$, $\phi = \frac{e_{33}}{C_{33} b}\phi^*$, $\{\Theta, \omega_1, \omega_2\} = \frac{\gamma_{33}}{C_{33}}\{\Theta^*, \omega_1^* - T_0, \omega_2^* - T_0\}$, $\{t, \beta\} = \frac{\{t_*, \beta_{rel}\}}{b}\sqrt{\frac{C_{33}}{\rho}}$, $a_1 = \frac{C_{11}}{C_{33}}$,

$a_2 = \frac{e_{31}}{e_{33}}$, $a_3 = \frac{\gamma_{11}}{\gamma_{33}}$, $a_4 = \frac{e_{33}^2}{C_{33}\varepsilon_{33}}$, $a_5 = \frac{e_{31}e_{33}}{C_{33}\varepsilon_{33}}$, $a_6 = \frac{g_3 e_{33}}{\varepsilon_{33}\gamma_{33}}$, $a_7 = k\frac{b}{\Lambda}\sqrt{\frac{C_{33}}{\rho}}$, $a_8 = \frac{b\gamma_{33}^2 T_0}{\Lambda\sqrt{C_{33}\rho}}$, $a_9 = \frac{C_{13}}{C_{33}}$

$U^*(r_*, t_*), \phi^*(r_*, t_*), \Theta^*(r_*, t_*)$ — соответственно радиальная составляющая вектора перемещений, потенциал электрического поля и приращение температуры в размерной форме ($\Theta^*(r_*, t_*) = T(r_*, t_*) - T_0(r_*)$ — текущая температура и температура первоначального состояния тела); $C_{ms}, \rho, e_{ms}, \varepsilon_{33}$ — модули упругости, плотность, пьезомодули и коэффициент диэлектрической проницаемости электроупругого анизотропного материала $\left(m, s = \overline{1,3}\right)$; γ_{11}, γ_{33} — компоненты тензора температурных напряжений ($\gamma_{11} = C_{11}\alpha_t$, $\gamma_{33} = C_{33}\alpha_t$); Λ, k, α_t — коэффициенты теплопроводности, объемной теплоемкости и линейного температурного расширения материала; g_3 — компонента тензора пирокоэффициентов; β_{rel} — время релаксации; $\dot{\Theta}_0$ — известная в начальный момент скорость изменения температуры; $\nabla = \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r}$.

В случае заземления внутренней поверхности пьезокерамического элемента, электрическое напряжение $V(t_*)$ определяется потенциалом на его внешней поверхности:

$$V(t_*) = \phi(1, t_*) \ . \tag{4}$$

При построении общего решения на первом этапе исследования в результате интегрирования уравнения электростатики определяется радиальная компонента вектора напряженности электрического поля:

$$E_r = \frac{\partial \phi}{\partial r} = a_4 \frac{\partial U}{\partial r} + a_5 \frac{U}{r} + a_6 \Theta + \frac{D_1}{r} \ , \tag{5}$$

где D_1 — постоянная интегрирования.

Подстановка (5) в (1)–(3) позволяет сформулировать новую задачу относительно функций $U(r,t), \Theta(r,t)$. При этом условие отсутствия радиальной составляющей вектора индукции электрического поля на внешней цилиндрической поверхности элемента (последнее равенство (2) выполняется в случае $D_1 = 0$, а условие заземления внутренней поверхности ($\phi_{|r=R} = 0$) удовлетворяется в результате интегрирования (5).

На следующем этапе решения неоднородные краевые условия (2) приводятся к виду, позволяющему в дальнейшем использовать процедуру неполного разделения переменных методом конечных интегральных преобразований. Для этого вводятся новые функции $u(r,t)$, $N(r,t)$ связанные с $U(r,t)$, $\Theta(r,t)$:

$$U(r,t) = H_1(r,t) + u(r,t) \ , \Theta(r,t) = H_2(r,t) + N(r,t) \ , \tag{6}$$

где $H_1(r,t) = f_1(r)A(1,t) + f_2(r)A(R,t) + f_3(r)\omega_1(t) + f_4(r)\omega_2(t)$,

$$H_2(r,t) = f_5(r)\omega_1(t) + f_6(r)\omega_2(t),$$

$f_1(r)...f_6(r)$ — дважды дифференцируемые функции, $A(r,t)_{r=R,1} = (1 + a_4 - a_5 - a_9)U(r,t)/r$.

Подстановка (6) в расчетные соотношения (1)–(3) относительно функций $U(r,t), \Theta(r,t)$ при выполнении условий:

$$(1 + a_4)\nabla H_1 + (a_6 - 1)H_2 = A(r,t)_{r=R,1} \ , H_{2|r=R} = \omega_1 \ , H_{2|r=1} = \omega_2 \ , \tag{7}$$

позволяет получить новую краевую задачу относительно функции $u(r,t)$, $N(r,t)$:

$$\nabla \frac{\partial u}{\partial r} - b_1 \frac{u}{r^2} + b_2 \frac{\partial N}{\partial r} + b_3 \frac{N}{r} - \frac{1}{(1 + a_4)} \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} = F_1 \ , \tag{8}$$

$$\nabla \frac{\partial N}{\partial r} - \left(\frac{\partial}{\partial t} + \beta \frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)(a_7 N + a_8 \nabla u) = F_2 \ ;$$

$$r = R, 1 \ \nabla u = 0 \ , N = 0 \ ; \tag{9}$$

$$t = 0 \ u = -H_1(r,0) \ , N = -H_2(r,0) \ , \tag{10}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}=-\frac{\partial H_1(r,t)}{\partial t},\ \frac{\partial N}{\partial t}=\dot{\Theta}_0-\frac{\partial H_2(r,t)}{\partial t};$$

где $F_2=-\nabla\frac{\partial H_2}{\partial r}+\left(\frac{\partial}{\partial t}+\beta\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\left(a_7H_2+a_8\nabla H_1\right)$,

$F_1=-\nabla\frac{\partial H_1}{\partial r}+b_1\frac{H_1}{r^2}+b_2\frac{\partial H_2}{\partial r}+b_3\frac{H_2}{r}+\frac{1}{(1+a_4)}\frac{\partial^2 H_1}{\partial t^2}$,

$b_1=\frac{a_1+a_2a_5}{1+a_4},\ b_2=\frac{a_6-1}{1+a_4},\ b_3=b_2+\frac{a_3-a_2a_6}{1+a_4}$.

Здесь следует отметить, что $A(r,t)$ является функцией перемещений цилиндрических поверхностей цилиндра. Первоначально $A(r,t)$ приравнивается к нулю с последующим ее определением и уточнением H_1, F_1, F_2.

Дальнейшие преобразования расчетных соотношений (8)–(10) связаны с использованием следующих допущений: $b_1=1, b_3=0$ и введения термоупругого потенциала

$$N=\nabla B. \tag{11}$$

Условие $b_1=1$ можно принять без большой погрешности, поскольку для пьезокерамических материалов $b_1=0{,}94\div0{,}98$, а зависимость $b_3=0$ выполняется в случае равенства компонент тензора температурных напряжений ($\gamma_{11}=\gamma_{33}$) и отсутствие влияния температуры на электрическое поле ($g_3=0$).

В результате формируется следующая задача относительно $u(r,t), B(r,t)$:

$$\frac{\partial}{\partial r}\nabla u+b_2\frac{\partial}{\partial r}\nabla B-\frac{1}{(1+a_4)}\frac{\partial^2 u}{\partial t^2}=F_1, \tag{12}$$

$$\frac{\partial}{\partial r}\nabla B-\left(\frac{\partial}{\partial t}+\beta\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\left(a_7B+a_8u\right)=F_3;$$

$$r=R,1\ \nabla u=\nabla B=0\ ; \tag{13}$$

$$t=0\ u=-H_1(r,0)\ ,\nabla B=-H_2(r,0), \tag{14}$$

$$\frac{\partial u}{\partial t}=-\frac{\partial H_1(r,t)}{\partial t},\ \frac{\partial}{\partial t}\nabla B=\dot{\Theta}_0-\frac{\partial H_2(r,t)}{\partial t};$$

где $F_3=-\frac{\partial H_2}{\partial r}+\left(\frac{\partial}{\partial t}+\beta\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right)\left(a_7H_3+a_8H_1\right), \nabla H_3=f_5(r)\omega_1(t)+f_6(r)\omega_2(t)$.

Начально-краевую задачу (12)–(14) решаем, используя структурный алгоритм обобщенного конечного интегрального преобразования (КИП) [14]. При этом для данной задачи удается использовать однокомпонентное неизвестное ядро преобразований $K(\lambda_i,r)$:

$$\left\{G_1(\lambda_i,t),G_2(\lambda_i,t)\right\}=\int_R^1\left\{u(r,t),B(r,t)\right\}K(\lambda_i,r)rdr, \tag{15}$$

$$\left\{u(r,t),B(r,t)\right\}=\sum_{i=1}^{\infty}\left\{G_1(\lambda_i,t),G_2(\lambda_i,t)\right\}K(\lambda_i,r)\left\|K_i\right\|^{-2}, \tag{16}$$

$$\left\|K_i\right\|^2=\int_R^1 K(\lambda_i,r)^2rdr\ ;$$

где λ_i — собственные значения, образующие счетное множество.

В результате использования алгоритма КИП [14] получаем задачи относительно ядра преобразований $K(\lambda_i,r)$:

$$\frac{d^2K(\lambda_i,r)}{dr^2}+\frac{1}{r}\frac{dK(\lambda_i,r)}{dr}+\left(\lambda_i^2-\frac{1}{r^2}\right)K(\lambda_i,r)=0, \tag{17}$$

$$r=R,1\ \nabla K(\lambda_i,r)=0, \tag{18}$$

и трансформант $G_1(\lambda_i,t), G_2(\lambda_i,t)$:

$$-\lambda_i^2G_{1i}+\frac{\lambda_i^2}{(1+a_4)}G_{2i}-\frac{1}{(1+a_4)}\frac{d^2G_{1i}}{dt^2}=F_{1H}\ , \tag{19}$$

$$-\lambda_i^2 G_{2i} - \left(\frac{d}{dt} + \beta\frac{d^2}{dt^2}\right)\left(a_7 G_{2i} + a_8 G_{1i}\right) = F_{2H} \;;$$

$$t = 0 \;\; G_{1i} = G_{1i0}\,, \frac{dG_{1i}}{dt} = \dot{G}_{1i0}\,, G_{2i} = G_{2i0}\,, \frac{dG_{2i}}{dt} = \dot{G}_{2i0}\,; \quad (20)$$

где $\left\{F_{1H}, F_{2H}\right\} = \int_R^1 \left\{F_1, F_3\right\} K(\lambda_i, r) r dr$, $\left\{G_{1i0}, G_{2i0}\right\} = -\int_R^1 \left\{H_1(r,0), H_2(r,0)\right\} K(\lambda_i, r) r dr$,

$$\left\{\dot{G}_{1i0}, \dot{G}_{2i0}\right\} = \int_R^1 \left\{-\frac{\partial H_1(r,t)}{\partial t}_{|t=0}, \left(\dot{\Theta}_0 - \frac{\partial H_1(r,t)}{\partial t}\right)_{|t=0}\right\} K(\lambda_i, r) r dr\,.$$

Общее решение задачи (17), (18) имеет вид:

$$K(\lambda_i, r) = Y_0(\lambda_i) J_1(\lambda_i r) - J_0(\lambda_i) Y_1(\lambda_i r)\,. \quad (21)$$

Здесь собственные значения λ_i определяются с помощью следующего трансцендентного уравнения:

$$Y_0(\lambda_i) J_0(\lambda_i R) - J_0(\lambda_i) Y_0(\lambda_i R) = 0\,.$$

Система дифференциальных уравнений (19) приводится к следующему разрешающему уравнению 4-го порядка относительно $G_1(\lambda_i, t)$:

$$\left(\frac{d^4}{dt^4} + b_4\frac{d^3}{dt^3} + b_{5i}\frac{d^2}{dt^2} + b_{6i}\frac{d}{dt} + b_{7i}\right) G_{1i} = F_H\,, \quad (22)$$

где $F_H = -\frac{\lambda^2}{a_7\beta}\left[F_{2H} + (1+a_4) F_{1H}\right] - \frac{(1+a_4)}{\beta}\left(\frac{\partial}{\partial t} + \beta\frac{\partial^2}{\partial t^2}\right) F_{1H}$,

$$b_4 = \frac{1}{\beta}\,, b_{5i} = \lambda_i^2\left(1 + a_4 + \frac{a_8}{a_7} + \frac{1}{a_7\beta}\right), b_{6i} = \frac{\lambda_i^2}{\beta}\left(1 + a_4 + \frac{a_8}{a_7}\right), b_{7i} = \lambda_i^4\frac{(1+a_4)}{a_7\beta}\;.$$

Поскольку характеристическое уравнение, соответствующее (22),

$$k^4 + b_4 k^3 + b_{5i} k^2 + b_{6i} k + b_{7i} = 0\,,$$

будет действительное, то оно из условия осциллирующего решения для $G_1(\lambda_i, t)$ имеет два действительных корня (k_{1i}, k_{2i}) и два комплексно сопряженных корня

$$(\, k_{3i} = \sigma + i\omega,\; k_{4i} = \sigma - i\omega\,).$$

В этом случае общее решение уравнения (22) имеет вид:

$$G_1(\lambda_i, t) = D_{2i}\exp(k_{1i} t) + D_{3i}\exp(k_{2i} t) + D_{4i}\exp(k_{3i} t) + D_{5i}\exp(k_{4i} t) + \quad (23)$$

$$+ b_{8i}\int_0^t F_H(\tau)\left\{\exp\left[k_{1i}(t-\tau)\right] - \exp\left[k_{2i}(t-\tau)\right]\right\} d\tau + b_{9i}\int_0^t F_H(\tau)\exp\left[\sigma(t-\tau)\right]\left\{b_{10i}\sin(\omega t - \omega\tau) - b_{11i}\cos(\omega t + \omega\tau)\right\} d\tau\,,$$

где $b_{8i} = \left\{(k_{1i} - k_{2i})\left[(k_{1i} - \sigma)^2 + \omega^2\right]\right\}^{-1}$, $b_{9i} = \left[\omega\left(b_{10i}^2 + b_{11i}^2\right)\right]^{-1}$, $\sigma = \frac{k_{3i} + k_{4i}}{2}$, $b_{10i} = k_{1i} k_{2i} - (k_{1i} + k_{2i})\sigma + \sigma^2 - \omega^2$,

$$b_{11i} = \omega(2\sigma - k_{1i} - k_{2i})\,, \omega = \left|\frac{k_{3i} - k_{4i}}{2i}\right|.$$

Функция $G_2(\lambda_i, t)$ определяется из первого уравнения системы (19). Подстановка полученных выражений для трансформант в граничные условия (20) позволяет определить постоянные интегрирования $D_{2i} ... D_{5i}$.

Подстановка $G_1(\lambda_i, t)$, $G_2(\lambda_i, t)$ в (16), (11), (6) позволяет получить окончательные выражения для функций $U(r,t)$, $\Theta(r,t)$:

$$U(r,t) = H_1(r,t) + \sum_{i=1}^{\infty} G_1(\lambda_i, t) K(\lambda_i, r)\left\|K_i\right\|^{-2}, \quad (24)$$

$$\Theta(r,t) = H_2(r,t) + \sum_{i=1}^{\infty} G_2(\lambda_i, t)\nabla K(\lambda_i, r)\left\|K_i\right\|^{-2}.$$

На заключительном этапе исследования функции $H_1(r,t), H_2(r,t)$ определяются при решении следующих дифференциальных уравнений:

$$\nabla\frac{\partial H_1}{\partial r}-b_1\frac{H_1}{r^2}-b_2\frac{\partial H_2}{\partial r}-b_3\frac{H_2}{r}=0\,,\nabla\frac{\partial H_2}{\partial r}=0\,, \tag{25}$$

что позволяет существенно упростить правые части (F_1,F_2) расчетных соотношений (8).

Подстановка выражений для H_1,H_2 в (25) позволяет сформировать системы уравнений относительно функций $f_1(r)...f_6(r)$, которые определяются при удовлетворении условий (7).

Потенциал электрического поля пьезокерамического цилиндра определяется в результате интегрирования равенства (5) и удовлетворение предпоследнего граничного условия (2):

$$\phi=\int\left[a_4\frac{\partial H_1(r,t)}{\partial r}+a_5\frac{H_1(r,t)}{r}+a_6H_2(r,t)\right]dr+ \tag{26}$$

$$+\sum_{i=1}^{\infty}G_1(\lambda_i,t)B_1(\lambda_i)\|K_i\|^{-2}+a_6\sum_{i=1}^{\infty}G_2(\lambda_i,t)B_2(\lambda_i)\|K_i\|^{-2}+D_6(t)$$

где $D_6(t)=-\left[\int\left[a_4\frac{\partial H_1(r,t)}{\partial r}+a_5\frac{H_1(r,t)}{r}+a_6H_2(r,t)\right]dr+\sum_{i=1}^{\infty}G_1(\lambda_i,t)B_1(\lambda_i)\|K_i\|^{-2}+\right.$

$\left.+a_6\sum_{i=1}^{\infty}G_2(\lambda_i,t)B_2(\lambda_i)\|K_i\|^{-2}\right]_{|r=R}$, $B_1(\lambda_i)=\int\left[a_4\frac{\partial K(\lambda_i,r)}{\partial r}+a_5\frac{K(\lambda_i,r)}{r}\right]dr$,

$B_2(\lambda_i)=\int\nabla K(\lambda_i,r)dr$.

Полученные расчетные соотношений (24), (26) удовлетворяют дифференциальные уравнения (1) и краевые условия (2), (3), т.е. являются замкнутым решением рассматриваемой задачи.

Результаты исследования. В качестве примера рассматривается радиально поляризованный пьезокерамический цилиндр ($b=0{,}02$ м, $R=0{,}8$) состава PZT–4, имеющего следующие физические характеристики [10]: $\rho=7500$ кг/м^3,

$\{C_{11},C_{33},C_{13}\}=\{13{,}9;\ 11{,}5;\ 7{,}43\}\times10^{10}$ Н/м^2, $\{e_{31},e_{33}\}=\{-5{,}2;\ 15{,}1\}$ Кл/м^2,

$\{\gamma_{11},\gamma_{33}\}=\{4{,}6;\ 3{,}9\}\times10^5$ Н/(м^2 ^{o}С), $\varepsilon_{33}=5{,}62\times10^{-9}$ Ф/м, $g_3=2\times10^{-4}$ Кл/(м^2 ^{o}С),

$k=3\times10^6$ Дж/(м^3 ^{o}С), $\Lambda=1{,}6$ Вт/(м ^{o}С), $\beta_{rel}=5\times10^{-5}$ с.

На внутренней поверхности ($r_*=a$) пьезокерамического цилиндра действует температурная нагрузка:

$$\omega_1^*(t_*)=T_{\max}\left[\sin\left(\frac{\pi}{2t^*_{\max}}t_*\right)H\left(t^*_{\max}-t_*\right)+H\left(t_*-t^*_{\max}\right)\right],\omega_2^*(t_*)=0\,,$$

где $H(\tilde t)$— единичная функция Хэвисайда ($H(\tilde t)=1$ при $\tilde t\ge0$, $H(\tilde t)=0$ при $\tilde t<0$), $T_{\max}=T^*_{\max}-T_0$, $T^*_{\max},t^*_{\max}$ — максимальное значение внешнего температурного воздействия и соответствующее ему время в размерной форме ($T^*_{\max}=373\ K\ (100\ ^o\text{C})$, $T_0=293\ K$ ($20\ ^o$C), $t^*_{\max}=1$ с).

На рис. 1 представлены графики изменения функций $\Theta^*(r,t)$, $U(r,t)$, $\phi(r,t)$ по радиальной координате r в различные моменты времени t. Цифрами 1–3 соответственно обозначены результаты, полученные при следующих значениях времени: $t=t_{\max},4t_{\max},15t_{\max}$ ($t_{\max}=\frac{\Lambda_*}{kb^2}t^*_{\max}$).

Анализ результатов расчета позволяет сделать следующие выводы:

– достаточно большая величина коэффициента линейного температурного расширения α_t пьезокерамического материала приводит к быстрому прогреву цилиндра;

– радиальные перемещения на внутренней цилиндрической поверхности ($r=R$) на первом этапе исследования ($t=t_{\max}$) принимают наибольшие значения с последующим уменьшением в течение времени. Обратная картина наблюдается относительно перемещений при $r=1$;

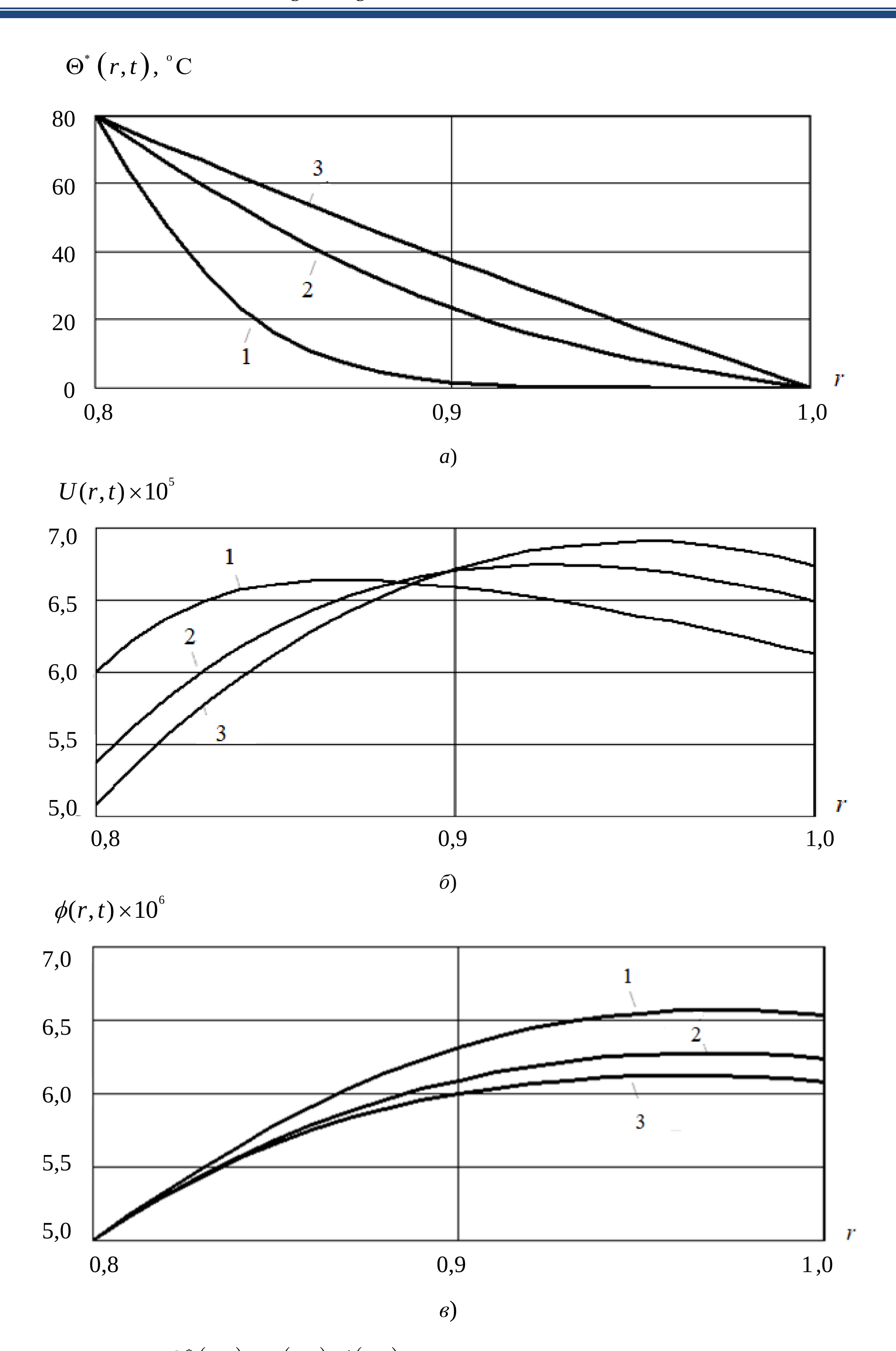


Рис. 1. Графики изменения $\Theta^*(r,t)$, $U(r,t), \phi(r,t)$ по радиальной координате r в различные моменты времени t

$(1-t_{\max}, 2-4t_{\max}, 3-15t_{\max})$: а — $\Theta^*(r,t)\div r$; б — $U(r,t)\div r$; в — $\phi(r,t)\div r$

Степень связанности термоэлектроупругих полей наиболее удобно проанализировать с помощью коэффициента $b_{6i}=\dfrac{\lambda^2}{\beta}\left(1+a_4+\dfrac{a_8}{a_7}\right)$ равенства (21). Здесь a_4 определяет связанность электроупругих полей, а $\dfrac{a_8}{a_7}$ — влияние скорости изменения объема тела на его температурное поле.

На рис. 2 представлен график изменения перемещений $U(1,\ t)$ по времени t с учетом (сплошная линия) и без учета (пунктирная линия) наведенного электрического поля.

Следует отметить, что предварительная поляризация пьезокерамики приводит к образованию более «жесткого» материала ($a_4 = 0,353$) и соответственно к уменьшению перемещений при деформировании цилиндра.

Связанностью температурного и электроупругого полей в пьезокерамическом цилиндре можно пренебречь за счет малого значения

$$\frac{a_8}{a_7} = 1,8 \times 10^{-4} \ll 1 .$$

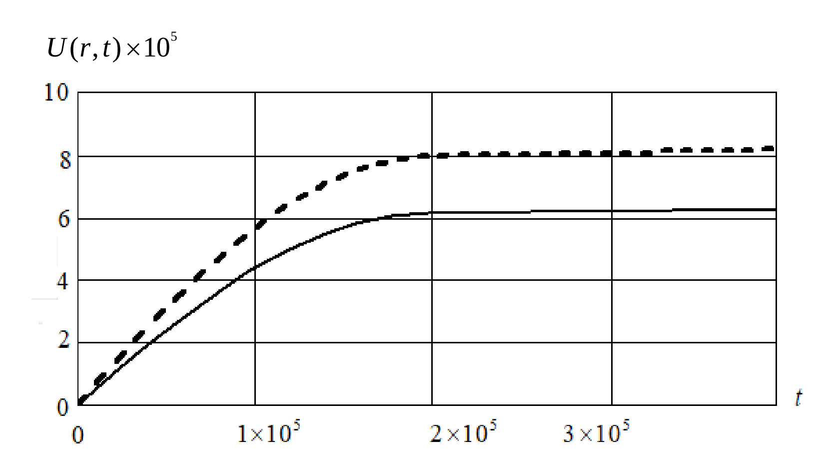


Рис. 2. График изменения $U(1, \ t)$ по времени t

(сплошная линия — с учетом поляризации, пунктирная — без учета электрического поля)

На рис. 3 показаны графики изменения электрического напряжения $V(t)$ по времени с учетом (сплошная линия) и без учета (пунктирная линия, $\beta_{rel} = 0$) релаксации теплового потока.

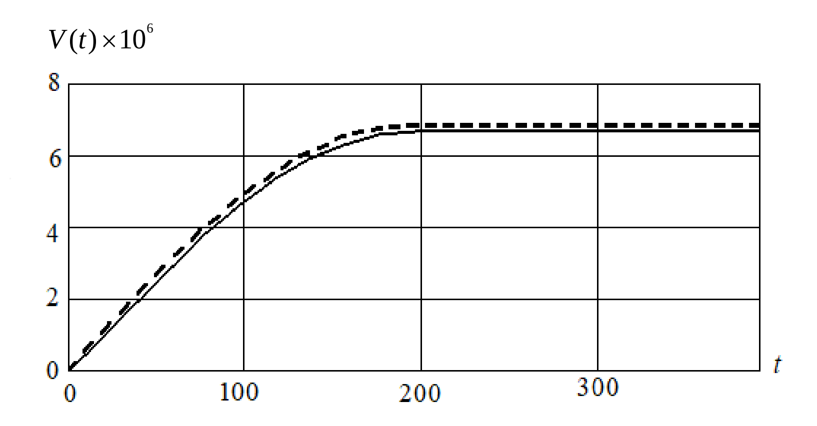


Рис. 3. График изменения $V(t)$ по времени t ($t^*_{\max} = 0,001 \ c$, $t_{\max} = 196$)

Результаты расчета показывают, что для рассматриваемой задачи уточненную гиперболическую теорию Лорда-Шульмана необходимо использовать при большой скорости изменения температурной нагрузки ($t^*_{\max} \geq 0,001$ с, $\left.\frac{d\omega_1^*(t_*)}{dt_*}\right|_{t=0} \geq 5,56 \times 10^5 \ K/c$), а при меньших скоростях — классическую теорию термоэлектроупругости ($\beta_{rel} = 0$).

Обсуждение и заключения. Построенное новое замкнутое решение связанной динамической задачи при удовлетворении граничных условий теплопроводности 1-го рода позволяет определить все компоненты термоэлектроупругих полей в длинном пьезокерамическом цилиндре. Преимущество представленного алгоритма расчета заключается в том, что в отличие от несвязанной постановки задачи, отпадает необходимость аппроксимации функции температуры при исследовании уравнения движения. При этом действительно влиянием скорости изменения объема пьезокерамического тела на его температурное поле можно пренебречь.

Список литературы

1. Кульчин, Ю. Н. Распределенные волоконно-оптические измерительные системы / Ю. Н. Кульчин. — Москва : Физматгиз, 2001. — 272 с.

2. Lord, H. W. A generalized dynamical theory of thermoelasticity / H. W. Lord, Y. Shulman // Journal of the Mechanics and Physics of Solids. — 1967. — Vol. 15. — P. 299–309. https://doi.org/10.1016/0022-5096(67)90024-5

3. Green, A. E. Thermoelasticity without energy dissipation / A. E. Green, P. M. Naghdi // Journal of Elasticity. — 1993. — Vol. 31. — P. 189–208. https://doi.org/10.1007/BF00044969

4. Montanaro, A. Some theorems of incremental thermoelectroelasticity / A. Montanaro // Archives of Mechanics. — 2010. — Vol. 62. — P. 49–72.

5. Kulikov, G. M. Coupled thermoelectroelastic stress analysis of piezoelectric shells / G. M. Kulikov, A. A. Mamontov, S. V. Plotnikova // Composite Structures. — 2015. — Vol. 124. — P. 65–76. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2014.12.045

6. Abbas, I. A. LS model on electro-magneto-thermoelastic response of an infinite functionally graded cylinder / I. A. Abbas, A. M. Zenkour // Composite Structures. — 2013. — Vol. 96. — P. 89–96. https://doi.org/10.1016/j.-compstruct.2012.08.046

7. Ватульян, А. О. Плоские волны и фундаментальные решения в линейной термоэлектроупругости / А. О. Ватульян, А. Ю. Кирютенко, А. В. Наседкин // Прикладная механика и техническая физика. — 1996. — Т. 37, № 5 (219). — С. 135–142.

8.Ватульян, А. О. Динамическая задача термоэлектроупругости для функционально-градиентного слоя / А. О. Ватульян, С. А. Нестеров // Вычислительная механика сплошных сред. — 2017. — Т. 10, № 2. — С. 117–126. https://doi.org/10.7242/1999-6691/2017.10.2.10

9. Saadatfar, M. Piezoelectric hollow cylinder with thermal gradient / M. Saadatfar, A. S. Razavi // Journal of Mechanical Science and Technology. — 2009. — Vol. 23. — P. 45–53. https://doi.org/10.1007/s12206-008-1002-8

10. Khorsand, M. Dynamic analysis of a functionally graded piezoelectric spherical shell under mechanical and thermal shocks / M. Khorsand // Mechanical Engineering Science. — 2014. — Vol. 228. — P. 632–645. https://doi.org/10.1177/0954406213489445

11. Thermoelectroelastic response of a piezoelectric cylinder with D symmetry under axisymmetric mechanical and thermal loading/ M. Ishihara, Y. Ootao, Y. Kameo, T. Saito // Mechanical Engineering Journal. — 2017. — Vol. 4. — P. 16–00609. https://doi.org/10.1299/mej.16-00609

12. Shlyakhin, D. A. Uncoupled problem of thermoelectroelasticity for a cylindrical shell / D. A. Shlyakhin, M. A. Kalmova // In: Proc. XXX Russian-Polish-Slovak Seminar Theoretical Foundation of Civil Engineering (RSP 2021). — 2022. — Vol. 189. — P. 263–271. https://doi.org/10.1007/978-3-030-86001-1_31

13. Шляхин, Д. А. Нестационарная задача термоэлектроупругости для длинного пьезокерамического цилиндра / Д. А. Шляхин, М. А. Кальмова // Вестник Пермского национального исследовательского политехнического университета. Механика. — 2021. — № 2. — С. 181–190. https://doi.org/10.15593/perm.mech/2021.2.16

14. Сеницкий, Ю. Э. Многокомпонентное обобщенное конечное интегральное преобразование и его приложение к нестационарным задачам механики / Ю. Э. Сеницкий // Известия вузов. Математика. — 1991. — № 4. — С. 57–63.

15. Гринченко, В. Т. Механика связанных полей в элементах конструкций / В. Т. Гринченко, А. Ф. Улитко, Н. А. Шульга. — Киев : Наукова думка, 1989. — 279 с.

Поступила в редакцию 10.04.2022
Поступила после рецензирования 12.05.2022
Принята к публикации 12.05.2022

Об авторах:

Шляхин Дмитрий Аверкиевич, заведующий кафедрой «Строительная механика, инженерная геология, основания и фундаменты» Самарского государственного технического университета (443100, РФ, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194), доктор технических наук, доцент, ResearcherID, ORCID, d-612-mit2009@yandex.ru

Кальмова Мария Александровна, старший преподаватель кафедры «Строительная механика, инженерная геология, основания и фундаменты» Самарского государственного технического университета (443100, РФ, г. Самара, ул. Молодогвардейская, 194), ResearcherID, ORCID, kalmova@inbox.ru

Заявленный вклад соавторов:

Д. А. Шляхин — научное руководство, формирование основной концепции, цели и задачи исследования, проведение расчетов, формирование выводов; М. А. Кальмова — подготовка текста, анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МЕХАНИКА
MECHANICS







УДК 531.011:531.8

https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-91-98

Научная статья



Расчет силовых и кинематических параметров передаточного механизма на основе цепи скручивающихся рычагов

И. Р. Бондаренко ✉, **А. А. Волошкин**, **В. С. Перевузник**, **Л. А. Ковалев**

Белгородский государственный технологический университет им. В. Г. Шухова, Российская Федерация, г. Белгород, ул. Костюкова, 46

✉ ivanbond85@rambler.ru

Аннотация

Введение. В работе представлены краткий кинематический анализ, а также применение принципа Даламбера к нахождению зависимости между силовыми параметрами в передаточном механизме роботизированного манипулятора, построенном из цепи скручивающихся рычагов. Применение данного передаточного механизма позволит повысить ресурс привода манипулятора, точность его позиционирования, увеличить рабочую нагрузку по сравнению с использованием приводов на гибких связях (скручивающихся нитях). Целью работы являлось получение зависимостей между перемещениями элементов цепи, а также их силовыми параметрами, необходимых для контроля работы системы управления данными устройствами.

Материалы и методы. В ходе решения задачи рассмотрен элементарный сегмент (элемент) приводной цепи. Для нахождения зависимости между нагрузками в элементе использован принцип возможных перемещений. При нахождении кинематических связей между перемещениями проведен краткий геометрический анализ элемента передаточной цепи. Для проведения сравнительного анализа полученных аналитических зависимостей применён метод имитационного моделирования, реализованный на графической модели звена с использованием программного пакета NX.

Результаты исследования. В ходе исследования получены зависимости для определения величины момента, развиваемого на входном звене в зависимости от внешней рабочей нагрузки и угла его поворота, а также для определения линейного перемещения выходного звена. Построена имитационная модель приводного элемента, которую возможно применить в динамическом исследовании механизма привода с учетом инертности звеньев.

Обсуждение и заключения. Из полученных аналитических зависимостей установлено значение угла поворота входного звена элемента механизма, при котором достигается максимальное значение величины крутящего момента для фиксированной рабочей нагрузки на выходной элемент, а также максимальное линейное перемещение выходного звена. Расчетные значения находятся в хорошем соответствии с аналогичными величинами, полученными по результатам имитационного эксперимента, что говорит о возможности применения аналитических зависимостей при формировании системы управления роботов. Кроме того, данные зависимости позволяют обеспечить подбор приводных устройств с необходимыми силовыми показателями.

Ключевые слова: манипуляторы, гибкие связи, приводной элементарный сегмент, жесткие рычаги, принцип возможных перемещений, крутящий момент, имитационный эксперимент.

Благодарности: работа выполнена при финансовой поддержке РФФИ, грант № 20–31–90134.

Для цитирования: Расчет силовых и кинематических параметров передаточного механизма на основе цепи скручивающихся рычагов / И. Р. Бондаренко, А. А. Волошкин, В. С. Перевузник, Л. А. Ковалев // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 91–98. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-91-98

Original article

Calculation of the force and kinematic parameters of the transfer mechanism based on a twisted arm chain

Ivan R. Bondarenko ✉, **Artem A. Voloshkin**, **Victoria S. Perevuznik**, **Leonid A. Kovalev**
Belgorod State Technological University named after V. G. Shukhov, 46, Kostyukova St., Belgorod, Russian Federation
✉ ivanbond85@rambler.ru

Abstract
Introduction. The paper presents a brief kinematic analysis, as well as the application of D'Alembert's principle to finding the relationship between the force parameters in the transmission mechanism of a robotic manipulator constructed from a twisted arm chain. The use of this transfer mechanism can enhance the life of the arm actuator, the accuracy of its positioning, and increase the workload compared to the flexible linkage actuators (twisted strings). The work aimed at obtaining dependences between the displacements of circuit elements, as well as their force parameters required to monitor the control system operation of these devices.
Materials and Methods. In the course of solving the problem, an elementary segment (element) of the transmission chain was considered. To find the relationship between the loads in the element, the virtual displacement principle was used. When finding kinematic connections between displacements, a brief geometric analysis of the transmission chain element was carried out. To conduct a comparative analysis of the analytical dependences obtained, a simulation technique implemented on a graphical link model using the NX software package was applied.
Results. In the course of the study, we obtained dependences for determining the magnitude of the moment developed on the input link, depending on the external workload and its rotation angle, as well as for defining the linear displacement of the output link. A simulation model of the actuator was constructed, which can be applied in the dynamic study of the actuator mechanism, taking into account the inertia of the links.
Discussion and Conclusions. From the obtained analytical dependences, we determined the value of the angle of rotation of the input link of the mechanism element, at which the maximum torque value for a fixed workload on the output element was achieved, as well as the maximum linear displacement of the output link. The calculated values were in good agreement with similar values obtained from the results of the simulation experiment, which gave us the possibility of using analytical dependences in the formation of a robot control system. In addition, these dependences made it possible to provide the selection of actuators with the required force indicators.

Keywords: manipulators, flexible linkage, driven elementary segment, rigid arms, virtual displacement principle, torque, simulation experiment.

Funding information: the research is done with the financial support from RFFI (grant no. 20-31-90134).

For citation: I. R. Bondarenko, A. A. Voloshkin, V. S. Perevuznik, L. A. Kovalev. Calculation of the force and kinematic parameters of the transfer mechanism based on a twisted arm chain. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 91–98. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-91-98

Введение. В последнее время начали приобретать популярность устройства, основанные на закручивании кабелей или нитей. Данные изобретения универсальны в использовании и востребованы в различных направлениях робототехники. Например, при изготовлении манипуляторов, захватов и экзоскелетов[1] [1–4]. Приводные конструкции, основанные на скручивании гибких элементов, имеют ряд преимуществ. К ним относятся: размеры устройства, простота сборки и установки, универсальность. Так, например, мехатронный привод на скрученных нитях, представляющий собой электромеханическое устройство с числовым программным управлением, способен самостоятельно отслеживать состояние рабочего органа на основе данных, полученных с датчика положения вала и датчика силы.

В представленной работе авторами проводится кинематический и силовой анализ передаточного механизма привода, построенного на основе цепи скручивающихся рычагов. Данная конструкция предназначена для замены приводных устройств, применяющих гибкие передаточные связи, а именно скручивающиеся кабели и нити.

Экспериментальное устройство, показанное на рис. 1, состоит из электродвигателя и нескольких нитей, ориентированных вдоль оси вращения двигателя. Нити связывают выходной вал двигателя с моделируемой

[1] Пат. 2020144036 Российская Федерация, МПК F 16 H 35/00. Мехатронный привод на скрученных нитях / И. Ю. Гапонов, С. И. Неделчев; заявитель и патентообладатель АНОВОУ Иннополис; заявл. 2020.12.30; опубл. 2021.06.24, Бюл. № 12.

нагрузкой, создаваемой другим электродвигателем. Управление нагрузкой (линейным двигателем) позволяет рассматривать данную систему как пружинно-амортизирующее устройство с регулируемыми параметрами.

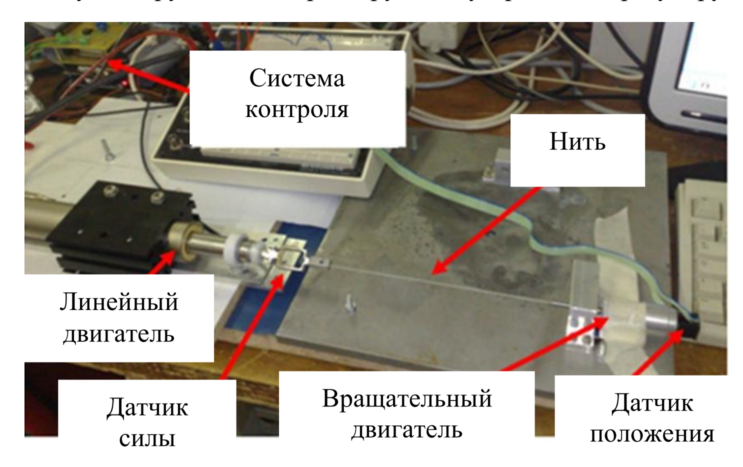


Рис. 1. Экспериментальная установка [4]

Благодаря приводу на основе скручивания нитей удалось разместить все приводы и двигатели в протезе руки при условии, что обеспечены все основные степени подвижности руки [5–8]. При этом наиболее слабым местом системы является гибкий кабель или нить. Износ и растяжение скручивающейся нити являются ключевыми недостатками данного типа приводов.

Альтернативным решением данной проблемы может стать замена скручивающихся нитей или кабелей на рычажную систему в виде цепи. Заменим фрагмент скручивающихся нитей или кабелей элементом (сегментом) из жестких рычагов (стержней), которые шарнирно соединяют между собой две окружности радиусом R и центрами O_1 и O_2 (рис. 2 *а*). Входное звено *1* удерживается подпятником *6* и имеет возможность вращательного движения относительно центра O_1, находящегося на оси Z_O. При этом нижняя окружность *4* (выходное звено) может совершать поступательное движение вдоль оси Z_O ввиду наличия направляющей *5*. В результате вращения верхней окружности рычаги *3* и *4* совершают сферическое движение относительно звена *1*, изменяя тем самым расстояние l и перемещая рабочую нагрузку P (рис. 2 *б, в*).

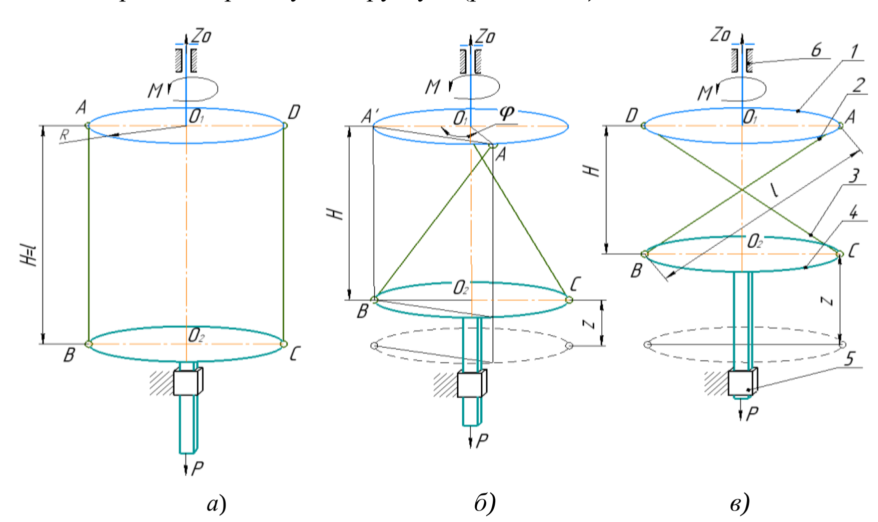


Рис. 2. Схема сегмента приводной цепи: *а* — в начальном положении; *б* — в промежуточном положении; *в* — в предельном положении

Для практической реализации данного конструктивного решения необходимо наличие системы управления, основанной на математической модели приводного устройства, которая отражает кинематические и силовые связи между элементами приводной цепи.

Целью данной работы было нахождение кинематических и силовых связей в элементарном сегменте приводной цепи.

Материалы и методы. Решение поставленной задачи предлагается найти с помощью принципа возможных перемещений [9], позволяющего исключить из рассмотрения внутренние силы в звеньях приводного элемента.

Таким образом, в рассмотрении остаются крутящий момент, приложенный к входному звену, а также приложенная к выходному звену рабочая нагрузка *P*. Учитывая схему, представленную на рис. 4 *б*, в качестве обобщенной координаты для входного звена принимаем угол поворота *φ*, а для выходного — линейное перемещение *z* [10].

В соответствии с принципом возможных перемещений [11] составим уравнение работ:

$$M\delta\phi + P\delta z = 0\,, \tag{1}$$

где *δφ* — вращательное возможное перемещение входного звена, *δz* — линейное возможное перемещение выходного звена.

Расстояние между *H* звеньями *1* и *2* связано с линейным перемещением *z* звена *2*, с учетом длины рычага АВ = *l*, зависимостью $H = l - z$. Тогда с учетом схемы, предоставленной на рисунке 4 *б*, можем записать:

$$l^2 - \left(2R\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)\right)^2 = (l - z)^2\,.$$

Величина z в зависимости от угла поворота φ определится как:

$$z = l - \sqrt{l^2 - \left(2R\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)\right)^2}\,. \tag{2}$$

В соответствии с [11] связь между возможными перемещениями можно установить как:

$$\delta z = \frac{df(\phi)}{d\phi}\delta\phi\,.$$

Тогда, взяв производную $\frac{\mathrm{df(\varphi)}}{\mathrm{d\varphi}}$от (2) и выполнив преобразования, получим зависимость между возможными перемещениями:

$$\delta z = \frac{R^2\sin\phi}{\sqrt{l^2 - \left(2R\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)\right)^2}}\delta\phi\,.$$

Подставив *δz* в уравнение работ (1), получим:

$$M\delta\phi + P\frac{R^2\sin\phi}{\sqrt{l^2 - \left(2R\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)\right)^2}}\delta\phi = 0\,,$$

откуда сократив на *δφ* выразим момент *M* как функцию угла поворота *φ* в виде:

$$M = \frac{PR^2\sin\phi}{\sqrt{l^2 - \left(2R\sin\left(\frac{\phi}{2}\right)\right)^2}}\,. \tag{3}$$

Для проведения оценки полученных аналитических зависимостей момента (3), развиваемого на входном звене и линейного перемещения выходного звена от угла поворота (2), был проведён имитационный эксперимент [12, 13], реализованный в программной среде NX Nastran [14]. С этой целью была построена трехмерная твердотельная модель участка приводной цепи (рис. 3 *а*), состоящего из двух последовательно соединенных элементарных сегментов исследуемого механизма. Один из сегментов приводного механизма (рис. 3 *б*) был использован для проведения расчета со следующими параметрами *R* = 12 мм, *l* = 54 мм. При построении модели сферические шарниры были представлены в виде торовых шарниров, что позволило выполнить элементы цепи в виде изогнутых колец, соединенных жесткими рычагами (рис. 3). Данное конструктивное исполнение позволяет рычагам совершать сферическое движение. Так как данная связь обеспечивает рычагам требуемую степень свободы, можно считать её соответствующей сферическому шарниру (рис. 3 *в*).

L002 L003 L001 L007 L005 L004 L006

L004 L002 L003 L001

L001 L002 zx zy xy

а) б) в)

Рис. 3. Трехмерные твердотельные модели: *а* — участка цепи из двух сегментов; *б* — сегмента цепи; *в* — проекции сложно изогнутого кольца

В разработанной трехмерной модели были назначены кинематические связи, определены центры масс звеньев, а также задана рабочая нагрузка *P* = 100 Н, после чего была проведена симуляция движения элементарного сегмента приводной цепи в NX Nastran [14, 15]. Параметры модели сегмента приведены в таблице 1.

Таблица 1

Параметры моделирования

№ связи в симуляции	Момент инерции относительно каждой из осей, кг · мм ^{2}			Масса, кг	Начальная координата центра масс, мм			Название
	IX	IY	IZ		X	Y	Z	
L001	5,51	4,18	4,18	0,04	0	1,63	209	Изогнутое кольцо сложной формы
L004					0	1,63	139,5	
L007					0	1,63	69,8	
L002	0,03	12,9	173,4	0,02	–0,03	–12,9	173,4	Рычаг
L003					–0,03	12,9	173,4	
L005					12,9	1,5	103,7	
L006					–12,9	1,5	103,7	

Результаты исследования. В соответствии с полученными аналитическими зависимостями для величины линейного перемещения z, а также крутящего момента *M*, был выполнен расчет, произведенный в среде MathCAD, результаты которого представлены на рис. 4. Расчет был выполнен при следующих исходных данных: рабочая нагрузка *P* = 100 Н, радиус входного и выходного звена *R* = 12 мм, длина рычага *R* = 12 мм, диапазон изменения угла поворота *φ* входного звена в пределах 0–180°.

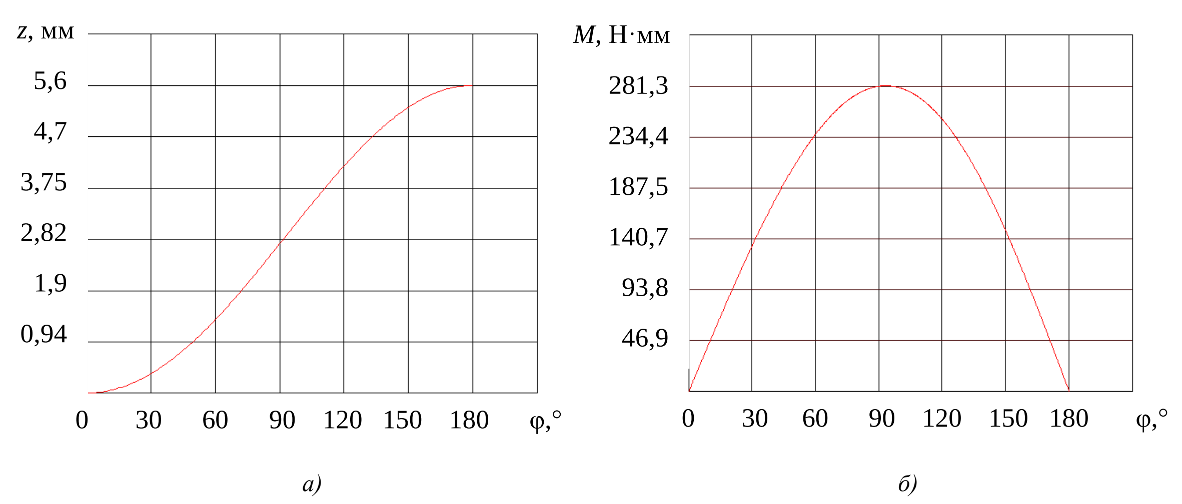


Рис. 4. Зависимости исследуемых величин от угла поворота: *а* — линейного перемещения выходного звена; *б* — крутящего момента *M* на входном звене

Механика

Из представленных графических зависимостей можно установить, что максимальная величина перемещения достигается при угле поворота, приближающимся к 180° и составляет 5,6 мм, а величина крутящего момента принимает максимальное значение 281,3 Н·мм при угле поворота φ = 93°.

В результате имитационного моделирования получен график перемещения выходного звена L004 в зависимости от поворота приводного звена L001 (рис. 5). Перемещение элементарного сегмента рычажного механизма происходит до тех пор, пока не произойдет касание правого и левого рычагов в крайнем положении. Так как рычаги имеют объем, полный поворот выходного звена невозможен из-за касания боковой поверхности, что также отображено на графике (рис. 5). Для достижения полного поворота необходимо изменить строение рычага на более сложную форму. На рис. 6 представлена зависимость крутящего момента при повороте сегмента цепи расчетной модели на 180°.

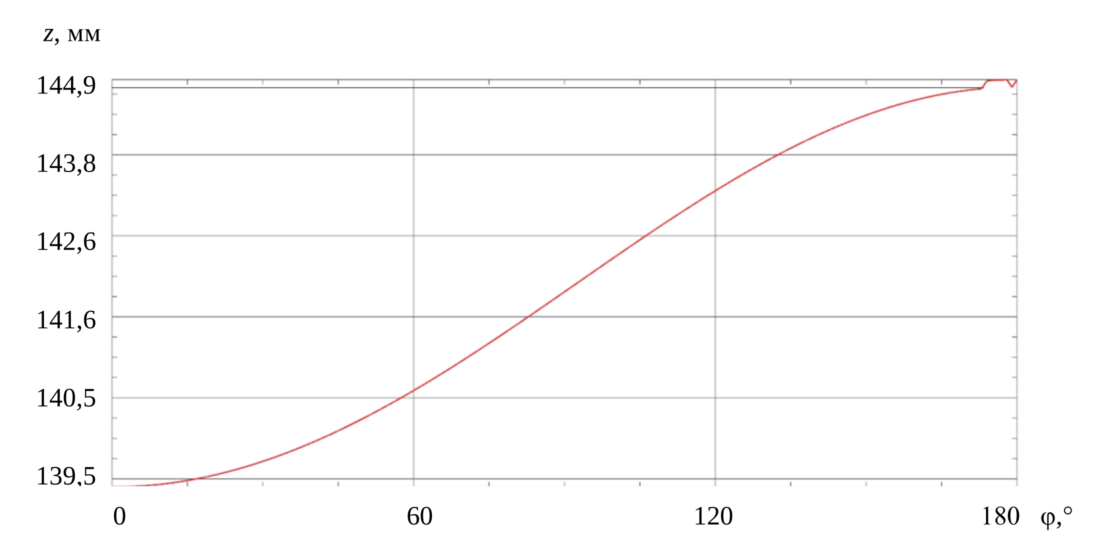


Рис. 5. График перемещения выходного звена в относительной системе координат

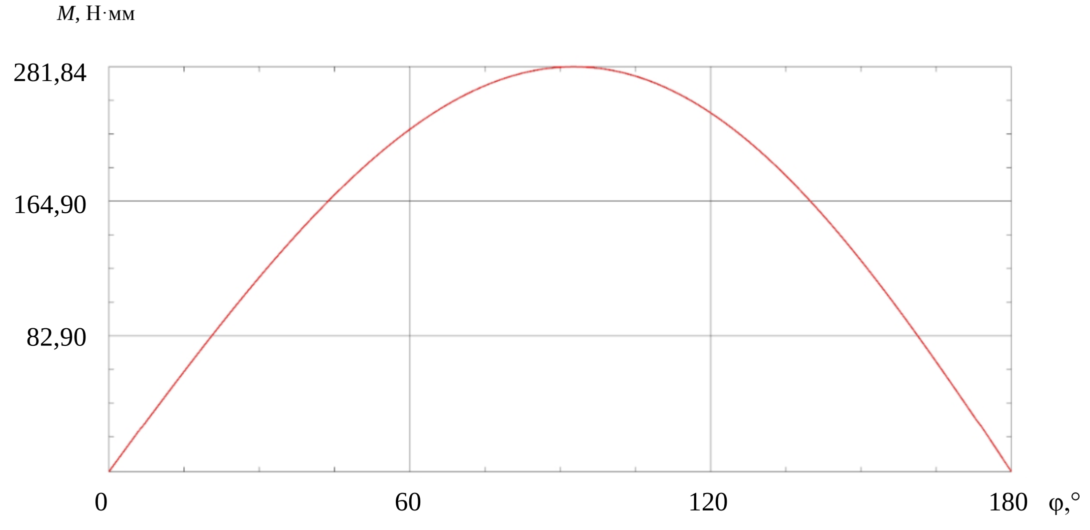


Рис. 6. График изменения крутящего момента в процессе проведения имитационного эксперимента

Значения исследуемых параметров, полученные при помощи симуляции (имитационного эксперимента), отличаются от значений полученных теоретически не более, чем на 3 %.

Обсуждение и заключения. В рамках представленной работы проведены кинематический и силовой анализы элементарного сегмента приводной цепи манипуляторного устройства. Полученные аналитические зависимости позволили определить максимальные значения линейного перемещения и развиваемого крутящего момента в приводном сегменте. Результаты имитационного эксперимента, реализованного в среде NX Nastran, и последующего сравнительного анализа показали хорошее соответствие полученных аналитических зависимостей по отношению к трехмерной динамической модели объекта. Это позволяет сделать вывод о том, что полученные аналитические зависимости могут быть использованы при разработке системы управления приводов вышерассмотренных манипуляторных устройств. Проведенные исследования показали, что цепь из сегментов рассматриваемого рычажного механизма обладает хорошими передаточными свойствами и при достаточной

длине может заменить передачу на основе скручивания нити. Однако устройство исследуемой передачи более сложное. Несмотря на это, передача на основе скручивания цепи сегментов обладает таким преимуществом, как возможность обеспечения большего числа рабочих циклов манипуляторного устройства с сохранением требуемой точности позиционирования и повторяемости за счет меньших деформаций элементов цепи.

Список литературы

1. Гапоненко, Е. В. Структурный анализ и классификация роботизированных систем с приводными механизмами на основе кабельных элементов / Е. В. Гапоненко, Л. А. Рыбак, Л. Р. Холошевская // Вестник БГТУ им. В. Г. Шухова. — 2019. — Вып. 9. — С. 126–136.

2. Gaponov, I. Twisted String Actuation Systems: A Study of the Mathematical Model and a Comparison of Twisted Strings / I. Gaponov, D. Popov, Jee-Hwan Ryu // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. — 2014. — Vol. 19. — P. 1331–1342. https://doi.org/10.1109/TMECH.2013.2280964

3. A wearable robotic device based on twisted string actuation for rehabilitation and assistive applications / M. Hosseini, R. Meattini, G. Palli, C. Melchiorri // Journal of Robotics. — 2017. — Vol. 2017. — Art. 3036468. http://dx.doi.org/10.1155/2017/3036468

4. Sonoda, T. Multi-fingered robotic hand employing strings transmission named “Twist Drive” / T. Sonoda, I. Godler // In: Proc. IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Systems. — 2010. — P. 2733–2738. http://dx.doi.org/10.1109/IROS.2010.5652886

5. The Twisted String Actuation System: Modeling and Control / T. Wuertz, Ch. May, B. Holz [et al.] // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. — 2010. — Vol. 18. — P. 1215–1220. http://dx.doi.org/10.1109/AIM.2010.5695720

6. Integrated mechatronic design for a new generation of robotic hands / G. Berselli, G. Borghesan, M. Brandi [et al.] // IFAC proceedings Volumes. — 2009. — Vol. 42. — P. 8–13. https://doi.org/10.3182/20090909-4-JP-2010.00004

7. The DEXMART hand: Mechatronic design and experimental evaluation of synergy-based control for human-like grasping / G. Palli, C. Melchiorri, G. Vassura [et al.] // The International Journal of Robotics Research. — 2014. — Vol. 33. — P. 799–824. http://dx.doi.org/10.1177/0278364913519897

8. The modular multisensory DLR-HIT-Hand: Hardware and software architecture / Honh Liu, Peter Meusel, Gerd Hirzinger [et al.] // IEEE/ASME Transactions on Mechatronics. — 2008. — Vol. 13. — P. 461–469. https://doi.org/10.1109/TMECH.2008.2000826

9. Лапшин, В. В. О принципе виртуальных перемещений / В. В. Лапшин // Вестник МГТУ им. Н. Э. Баумана. — 2012. — № 2(45). — С. 59–64.

10. Воробьева, Н. С. Разработка базы моделей манипулятора параллельно-последовательной структуры / Н. С. Воробьева, В. В. Дяшкин-Титов, А. В. Дяшкин // Известия ЮФУ. Технические науки. — 2017. — № 9(194). — С. 143–152.

11. Михайленко, Н. И. Применение принципа возможных перемещений к решению технических задач / Н. И. Михайленко, Э. Я. Живаго // Вестник СибГИУ. — 2013. — № 1(3). — С. 58–63.

12. Вдовин, Д. С Виртуальный стенд для определения нагрузок на рулевое управление автомобиля / Д. С. Вдовин, И. В. Чичекин, Т. Д. Поздняков // Инженерный журнал: наука и инновации. — 2017. — № 8(68). — С. 1–12.

13. Čepon, G. Introduction of damping into the flexible multibody belt-drive model: A numerical and experimental investigation / G. Čepon, L. Manin, M. Boltežar // Journal of Sound and Vibration. — 2009. — Vol. 324. — P. 283–296. https://doi.org/10.1016/j.jsv.2009.02.001

14. Malaka, J. Generating numerical multibody model of toothed belt in technological machines with Siemens NX. / J. Malaka, M. Hetmańczyk // International Journal of Modern Manufacturing Technologies. Special Issue. — 2021. — Vol. XIII. — P. 87–95. http://dx.doi.org/10.54684/ijmmt.2021.13.3.87

15. Нужный, А. М. Параметризация твердотельных моделей с использованием NX OPEN / А. М. Нужный, М. В. Веркошанский, Н. И. Гребенникова, С. Л. Кенин // Вестник ВГТУ. — 2019. — Т. 15, № 3. — С. 24–27.

Поступила в редакцию 04.05.2022
Поступила после рецензирования 06.06.2022
Принята к публикации 06.06.2022

Об авторах:

Бондаренко Иван Русланович, доцент кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов» Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова (308012, РФ, г. Белгород, ул. Костюкова, 46), ORCID, ivanbond85@rambler.ru

Волошкин Артём Александрович, инженер-исследователь Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова (308012, РФ, г. Белгород, ул. Костюкова, 46), ORCID, voloshkin.artem.a@gmail.com

Перевузник Виктория Сергеевна, младший научный сотрудник Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова (308012, РФ, г. Белгород, ул. Костюкова, 46), ScopusID, ORCID, viktorija.kuzmina@yandex.ru

Ковалев Леонид Александрович, доцент кафедры «Теоретическая механика и сопротивление материалов» Белгородского государственного технологического университета им. В. Г. Шухова (308012, РФ, г. Белгород, ул. Костюкова, 46), ORCID, lkovalev55@yandex.ru

Заявленный вклад соавторов:

И. Р. Бондаренко — научное руководство, цели и задачи исследования, получение аналитических зависимостей, проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов. А. А. Волошкин — разработка цифровой модели, проведение симуляции движения модели в САПР системе, анализ результатов моделирования, корректировка выводов. Л. А. Ковалев — анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов. В. С. Перевузник — формирование основной концепции, подготовка текста, формирование выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





УДК 621.914.1
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-99-106

Научная статья



Исследование влияния режимов резания на выходные параметры при точении фрезерованием быстрорежущей стали

Г. В. Матлыгин ✉, **А. В. Савилов**, **А. С. Пятых**, **С. А. Тимофеев**
Иркутский национальный исследовательский технический университет, Российская Федерация, г. Иркутск, ул. Лермонтова 83
✉ gmatlygin@mail.ru

Аннотация

Введение. Рассматривается вопрос повышения эффективности процесса лезвийной обработки изделий из порошковой быстрорежущей стали. Предлагается использовать точение фрезерованием как альтернативу классической токарной обработке. Показаны преимущества данного метода. Дан обзор исследований, посвященных повышению качества поверхности деталей при точении фрезерованием. Целью работы явилось определение влияния режимов резания на шероховатость поверхности при ортогональном методе точения фрезерованием порошковой быстрорежущей стали монолитной фрезой.

Материалы и методы. Применялись методы статистического анализа, основанные на создании математической модели прогнозирования микрогеометрических отклонений обрабатываемой поверхности. Метод экспериментального исследования использовался для проверки адекватности математической модели. Планирование эксперимента производилось по некомпозиционному плану, предложенному Боксом и Бенкиным. Эксперимент осуществлялся на токарном обрабатывающем центре с приводным инструментом. В качестве материала образцов для проведения эксперимента была применена порошковая быстрорежущая сталь BÖHLER S390 MICROCLEAN. В качестве режущего инструмента применена монолитная твердосплавная фреза. В ходе эксперимента варьировались скорость резания, ширина фрезерования и подача на зуб. Измерение шероховатости обработанной поверхности производилось контактным профилометром.

Результаты исследования. Разработана математическая модель формирования шероховатости поверхности в зависимости от параметров обработки. В ходе экспериментов определено влияние скорости резания, подачи инструмента и радиальной глубины резания на шероховатость обработанной поверхности. Установлено, что зависимость шероховатости от подачи имеет линейный характер на всём исследуемом диапазоне режимов резания. В свою очередь зависимость шероховатости от скорости резания и ширины резания имеет параболический характер. Полученные результаты позволяют достигать шероховатости обработанной поверхности Ra = 1,85 без снижения производительности обработки.

Обсуждение и заключения. Разработанная математическая модель отражает влияние режимов резания на шероховатость поверхности при точении фрезерованием быстрорежущей стали монолитной фрезой. Результаты проведённых исследований могут быть использованы для определения оптимальных режимов резания, обеспечивающих заданное качество поверхности при изготовлении реальных деталей в производственных условиях. Продолжение исследований рекомендуется проводить с контролем дополнительных выходных параметров, таких как температура и вибрация. Уменьшение влияния регенеративных автоколебаний на шероховатость обработанной поверхности можно достичь за счёт назначения режимов резания на базе результатов модального анализа технологической системы.

Ключевые слова: точение фрезерованием, твердосплавная фреза, шероховатость, быстрорежущая сталь, моделирование процесса резания.

Благодарности: авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, которые позволили повысить ее качество.

Для цитирования: Исследование влияния режимов резания на выходные параметры при точении фрезерованием быстрорежущей стали / Г. В. Матлыгин, А. В. Савилов, А. С. Пятых, С. А. Тимофеев // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 99–106. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-99-106

Original article

Study of the effect of cutting modes on output parameters under high-speed steel turn-milling

Dmitriy A. Matlygin ✉, **Andrey V. Savilov**, **Aleksey S. Pyatykh**, **Sergey A. Timofeev**
Irkutsk National Technical Research University, 83, Lermontov St., Irkutsk, Russian Federation
✉ gmatlygin@mail.ru

Abstract
Introduction. The article elucidates increasing the efficiency of turn-milling of powdered metal high-speed steel products. Turn-milling can be used as an alternative to the traditional turning method. The article describes advantages of the turn-milling method. A review of studies devoted to improving the surface quality of parts when turning by milling is given. The work aims at determining the effect of cutting modes on the surface roughness by the orthogonal turning method through milling powdered high-speed steel with a monolithic cutter.
Materials and Methods. Statistical analysis methods based on the creation of a mathematical model for predicting microgeometric deviations of the treated surface were used. An experimental research method was applied to verify the adequacy of the mathematical model. The experiment was planned according to the non-composite design proposed by Box and Behnken. The experiment was carried out on a turning machining center with a driving tool. Powdered high-speed steel BÖHLER S390 MICROCLEAN was used as sample material for the experiment. A monolithic carbide milling cutter served as a cutting tool. During the experiment, the cutting speed, milling width, and feed per tooth varied. The roughness of the treated surface was measured by a contact profilometer.
Results. A mathematical model of the formation of surface roughness depending on the processing modes was developed. During the experiments, the effect of cutting speed, tool feed, and radial cutting depth on the roughness of the treated surface was determined. It was established that the dependence of roughness on feed had a linear character over the entire investigated range of cutting modes. In turn, the dependence of roughness on the cutting speed and cutting width had a parabolic character. The results obtained allowed us to achieve the roughness of the treated surface Ra = 1.85 without reducing the processing performance.
Discussion and Conclusions. The developed mathematical model reflects the impact of cutting modes on the surface roughness when turning high-speed steel with a monolithic cutter. The results of the conducted research can be used to determine the optimal cutting modes that provide a given surface quality in the manufacture of real parts under the production conditions. It is recommended to continue the research with the control of additional output parameters, such as temperature and vibration. Reducing the effect of regenerative self-oscillations on the roughness of the treated surface can be reached through assigning the cutting modes based on the results of a modal analysis of the process system.

Keywords: turn-milling, carbide cutter, roughness, high-speed steel, cutting simulation.

Funding information: the authors would like to thank the editors and reviewers for their careful attention to the article and for the comments, which made it possible to improve its quality.

For citation: G. V. Matlygin, A. V. Savilov, A. S. Pyatykh, S. A. Timofeev. Study of the effect of cutting modes on output parameters under high-speed steel turn-milling. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 99–106. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-99-106

Введение. Альтернативой классического процесса резания является точение фрезерованием. Первые попытки описания данного вида обработки и его практического применения имели место в первой половине XX в. В 1948 г. Г. И. Грановский описал кинематику обработки цилиндрической вращающейся детали с помощью фрезы [1]. В 1964 г. А. О. Этин описал различные методы точения фрезерованием, в т. ч. фрезерование инструментом с осью, параллельной оси детали, и фрезерование цилиндрической фрезой с круговой и тангенциальной подачами [2]. Принято считать основоположниками практического применения данного метода Шульца и Шпура. Они разделили операции точения фрезерованием на две группы: ортогональные и тангенциальные [3]. Значительный вклад в изучение токарного фрезерования внесли Карагузел, Баккал, Будак, которые исследовали механику и термические аспекты токарно-фрезерной обработки. Они также разработали модели для проверки геометрии процесса, кинематики и механики, качества обрабатываемых деталей в ортогональных и тангенциальных токарно-фрезерных операциях [4].

Актуальной проблемой при внедрении операции точения фрезерованием является достижение высокого качества поверхности, в первую очередь — уменьшения шероховатости. Анализ публикаций позволяет выделить основные направления в исследовании путей достижения высокого качества поверхности:

– изучение влияния эксцентриситета [5];

– определение профиля режущего инструмента со сменными многогранными пластинами с круглой и скругленной режущими кромками [6];

– изучение влияния температуры в зоне резания [7];

– прогнозирование износостойкости режущей кромки при применении операции точение фрезерованием [8].

Следует отметить, что в указанных работах в качестве исследуемых материалов применялись традиционные конструкционные стали. Исследования быстрорежущей стали, в том числе полученной методом порошковой металлургии, не являются распространенными. Это ограничивает применение преимуществ точения фрезерованием для изготовления вращающихся режущих инструментов [9]. Данное направление механообработки можно отнести к области, где точение фрезерованием может дать наибольший экономический эффект.

На качество поверхности влияет используемый режущий инструмент. Например, применение концевых фрез со сменными многогранными пластинами не всегда позволяет достичь требуемой шероховатости поверхности [10]. Важно отметить, что рассматриваемая экспериментальная часть исследований проводится на многоцелевых станках. Однако точение фрезерованием также может применяться и на токарных обрабатывающих центрах с приводным инструментом [11].

Целью данной работы является определение влияния режимов резания на шероховатость поверхности при ортогональном методе точения фрезерованием порошковой быстрорежущей стали монолитной фрезой.

Материалы и методы. Эксперимент проводился на токарном обрабатывающем центре с приводным инструментом DMG NEF400 (рис. 1).



Рис. 1. Зона обработки при эксперименте

В качестве исследуемого материала использована порошковая быстрорежущая сталь BÖHLER S390 MICROCLEAN[1]. Заготовка представляла собой цилиндр размером 88×300 мм и закреплялась в трёхкулачковом гидравлическом патроне с поджатием центром, установленным в задней бабке станка (рис. 2). В качестве режущего инструмента использована монолитная твердосплавная фреза YG-1 GM999 12(R3)×12×32×75, z = 5.

[1]M390–BÖHLER Russia // www.bohlernn.ru : [сайт]. URL: https://www.bohlernn.ru/ru/products/m390/ (дата обращения: 14.12.2021).

Обработка проводилась без применения смазочно-охлаждающей жидкости. Измерения шероховатости обработанной поверхности производились на стационарном профилометре Taylor&Hobson Form Talysurf 200.

Химический состав стали BÖHLER S390 MICROCLEAN:

1,64 % C; 0,60 % Si; 0,30 % Mn; 4,80 % Cr; 2,00 % Mo; 4,80 % V; 10,40 % W; 8,00 % Co.

Технологические свойства стали BÖHLER S390 MICROCLEAN, представленные в балльной системе из 5 баллов, соответствующих максимальным значениям свойств данной группы сталей:

– прочность на сжатие — 4;
– шлифуемость — 3;
– прокаливаемость — 4;
– вязкость — 4;
– износостойкость — 4.

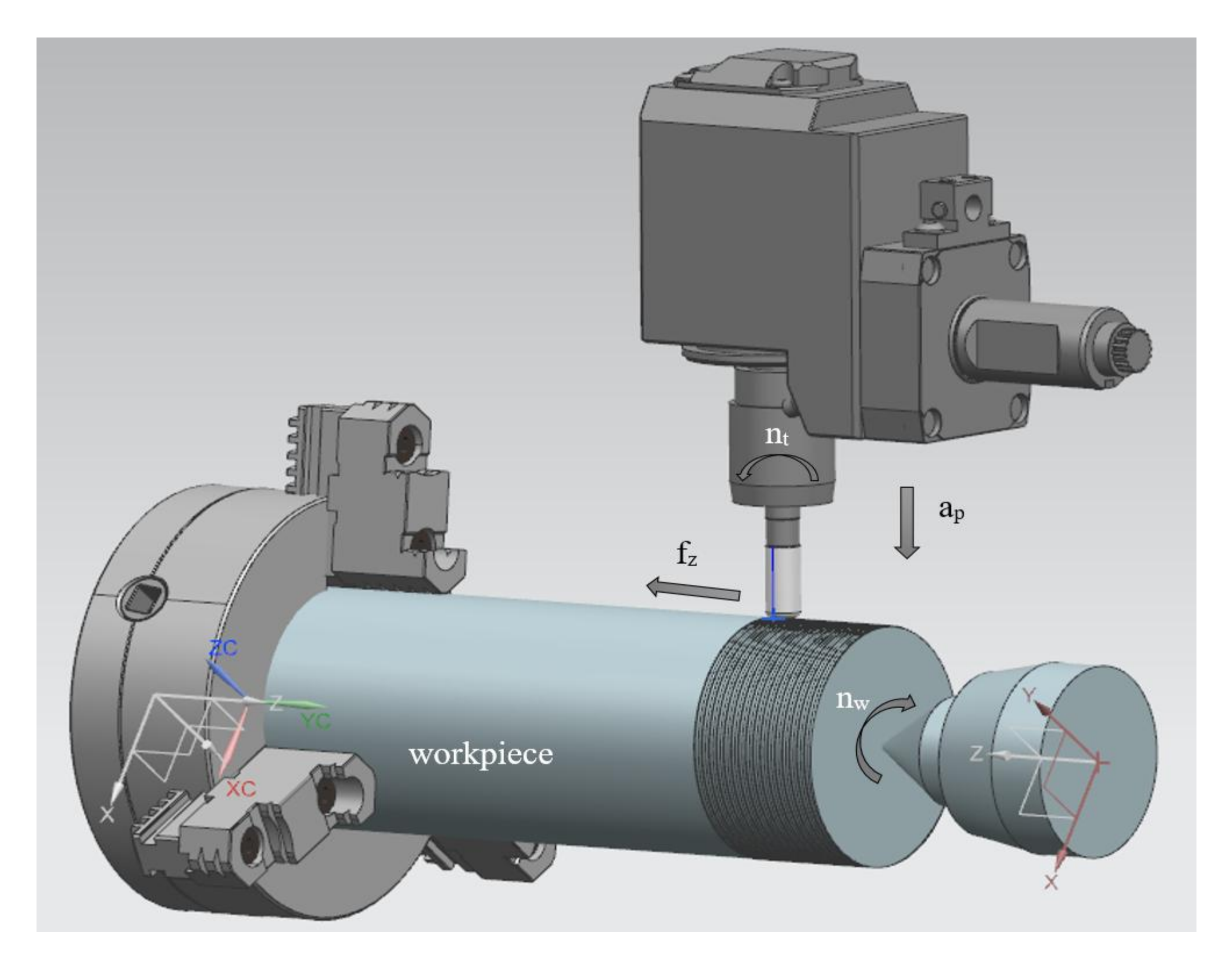


Рис. 2. Схема ортогональной обработки монолитной фрезой YG-1 GMG19910

Математическая модель отклонения шероховатости поверхности Ra может быть представлена уравнением [11]:

$$\ln Ra = \ln D + c_1 \cdot \ln f_z + c_{11} \cdot \ln f_z^2 + c_2 \cdot \ln V_c + c_{22} \cdot \ln V_c^2 + c_3 \cdot \ln a_e + c_{33} \cdot \ln a_e^2,$$

где f_z — подача, мм/зуб; V_c — скорость резания, м/мин; a_e — ширина резания, мм.

Переименуем это выражение следующим образом:

$$y_1 = g_0 \cdot x_0 + g_1 \cdot x_1 + g_{11} \cdot x_1^2 + g_2 \cdot x_2 + g_{22} \cdot x_2^2 + g_3 \cdot x_3 + g_{33} \cdot x_3^2,$$

где $y_1 = \ln Ra$; x_0 — фиктивная переменная; x_1, x_2, x_3 — кодированные значения факторов; g_0, g_1, g_2, g_3 — постоянные коэффициенты.

Кодирование переменных осуществляется по следующим соотношениям:

$$x_1 = \frac{2(\ln f_z + \ln f_{z_{max}})}{\ln f_{z_{max}} - \ln f_{z_{min}}} + 1;$$

$$x_2 = \frac{2(\ln V_c + \ln V_{c_{max}})}{\ln V_{c_{max}} - \ln V_{c_{min}}} + 1;$$

$$x_3 = \frac{2(\ln a_e + \ln a_{e_{max}})}{\ln a_{e_{max}} - \ln a_{e_{min}}} + 1,$$

где $f_{z_{max}}, V_{c_{max}}, a_{e_{max}}$ — верхние уровни факторов; $f_{z_{min}}, V_{c_{min}}, a_{e_{min}}$ — нижние уровни факторов; $f_{z_0}, V_{c_0}, a_{e_0}$ — основные уровни факторов. Значения этих параметров представлены в таблице 1.

Таблица 1

Значения уровней факторов эксперимента

Факторы	Код	Нижний уровень (-1)	Основной уровень (0)	Верхний уровень (+1)
f_z, мм/зуб	x_1	0,04	0,08	0,12
V_c, м/мин	x_2	80	90	100
a_e, мм	x_3	1	2	3

Эксперимент планируется по некомпозиционному плану, предложенному Боксом и Бенкиным. Этот план представляет собой выборки строк из полного факторного эксперимента типа 3^k. Он включает в себя 15 опытов. Матрица плана приведена в таблице 2.

Таблица 2

Матрица результатов планирования эксперимента

№ п/п	Факторы										Выходной параметр
	x_0	x_1	x_2	x_3	$x_1{\cdot}x_2$	$x_1{\cdot}x_3$	$x_2{\cdot}x_3$	x_1^2	x_2^2	x_3^2	Ra, мкм
1	1	-1	-1	0	1	0	0	1	1	0	0,9487
2	1	1	-1	0	-1	0	0	1	1	0	1,5583
3	1	-1	1	0	-1	0	0	1	1	0	1,2183
4	1	1	1	0	1	0	0	1	1	0	1,7555
5	1	-1	0	-1	0	1	0	1	0	1	1,5674
6	1	1	0	-1	0	-1	0	1	0	1	1,9084
7	1	-1	0	1	0	-1	0	1	0	1	1,5198
8	1	1	0	1	0	1	0	1	0	1	1,9505
9	1	0	-1	-1	0	0	1	0	1	1	1,8912
10	1	0	1	-1	0	0	-1	0	1	1	1,0914
11	1	0	-1	1	0	0	-1	0	1	1	1,6132
12	1	0	1	1	0	0	1	0	1	1	1,7664
13	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5668
14	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5081
15	1	0	0	0	0	0	0	0	0	0	1,5046

Вектор коэффициентов определяется по формуле:

$$B = (X^T X)^{-1} X^T Y.$$

Дисперсии $S^2(b_j)$ коэффициентов регрессии находятся из выражения:

$$S^2(b_j) = c_{ii} S_y^2,$$

где c_{ii} — диагональные элементы матрицы XX^{-1}; S^2y — дисперсия эмпирической регрессии.

Среднее значение и дисперсия определяется вектором опытов в центре плана.

Среднее значение:

$$y = \frac{\sum_{i=0}^{2} Y u_i}{3},$$

где Y_u — вектор значений функции отклика в центре плана.

Дисперсия:

$$S_y^2 = \frac{\sum_{i=0}^{2} (Y u_i - y)^2}{2}.$$

По результатам опытов, проведенных по плану (табл. 2) можно определить постоянные коэффициенты уравнения:

$$y = g_0 \cdot x_0 + g_1 \cdot x_1 + g_2 \cdot x_2 + g_3 \cdot x_3 + g_{12} \cdot x_1 \cdot x_2 + g_{13} \cdot x_1 \cdot x_3 + g_{23} \cdot x_2 \cdot x_3$$
$$+ g_{11} \cdot x_1^2 + g_{22} \cdot x_2^2 + g_{33} \cdot x_3^2;$$

$$g_0 = \frac{1}{n_0}\sum_{u=1}^{n_0} y_{0u}\,;$$

$$g_i = A\sum_{j=1}^{N} x_{ij}y_j\,;$$

$$g_{il} = D\sum_{j=1}^{N} x_{ij}x_{lj}y_j\,;$$

$$g_3 = B\sum_{u=1}^{N} x_{ij}^2 y_j + C\sum_{i=1}^{k}\sum_{j=1}^{N} x_{ij}^2 y_j - \frac{1}{p\cdot n_0}\sum_{u=1}^{n_0} y_{0u},$$

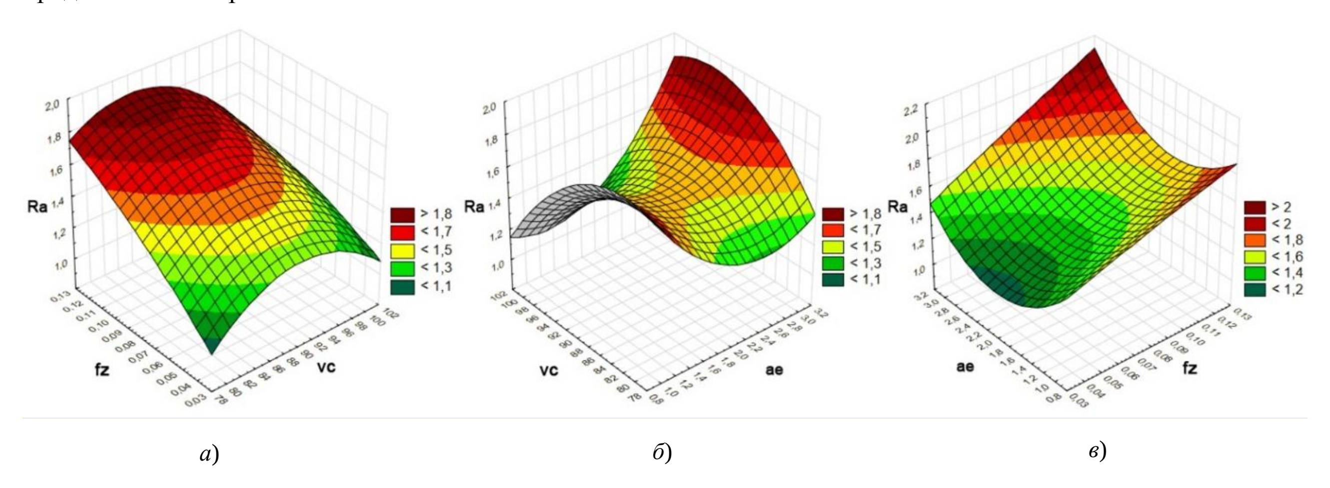
где n_0 — число опытов в центре плана; u — номер параллельного опыта в центре плана; y_{0u} — значение функции отклика в u-ом опыте; N — число опытов в матрице планирования; j — номер опыта в матрице планирования; i, l — номера факторов; x_{ij}, x_{lj} — кодированные значение i-го и l-го факторов в j-м опыте; y_j — значение функции отклика в j-м опыте.

Из этого следует: $g_0 = 1{,}388$; $g_1 = 0{,}24$; $g_2 = -0{,}022$; $g_3 = 0{,}268$; $g_{11} = 2{,}413$; $g_{22} = 2{,}267$; $g_{33} = 3{,}072$.

Таким образом, модель зависимости отклонения шероховатости поверхности от параметров обработки и ширины резания будет иметь вид:

$$Ra = 1{,}388 + 2{,}413\cdot f_z^2 - 0{,}24\cdot f_z.$$

Результаты исследования. Зависимости шероховатости поверхности от режимов резания представлены на рис. 3.



а) *б*) *в*)

Рис. 3. Зависимости отклонения параметра шероховатости R_a:
а — от подачи на зуб f_z и от скорости резания V_c; *б* — от скорости резания V_c и ширины фрезерования a_e;
в — от ширины фрезерования a_e и подачи на зуб f_z

Анализ полученных результатов показывает, что зависимость шероховатости от подачи имеет линейный характер на всём исследуемом диапазоне режимов резания (рис. 3 *а*, *в*). При этом с увеличением подачи шероховатость пропорционально увеличивается, что согласуется с основными положениями теории резания. Максимальное значение параметра шероховатости R_a составляет 1,85 мкм, что соответствует наиболее распространённым требованиям при чистовой механообработке в машиностроении.

Зависимость шероховатости от скорости резания V_c (рис. 3 *а*, *б*) имеет параболический характер с максимальными значениями шероховатости в диапазоне скоростей резания 90–95 м/мин. Данный факт можно объяснить тем, что в указанном диапазоне скоростей резания имеет место эффект нароста материала на режущую кромку. Для подтверждения указанной гипотезы необходимо проведение дополнительных исследований с контролем температуры в зоне резания и использованием высокоскоростной видеокамеры для наблюдения за процессом стружкообразования и возможного формирования нароста.

Влияние ширины фрезерования a_e на шероховатость поверхности имеет также параболический характер (рис. 3 *б*, *в*), но при этом максимальные значения шероховатости достигаются при a_e = 0,25 мм и a_e = 3 мм, а минимальное значение — при a_e = 1,8–2,2 мм. Можно полагать, что в указанном диапазоне ширины резания на процесс обработки в меньшей степени влияют регенеративные колебания, зависящие также от конструктивных и геометрических параметров режущего инструмента.

В итоге можно констатировать, что при установленных режимах резания удалось достичь шероховатости поверхности не выше R_a = 1,85 без потери производительности процесса.

Обсуждение и заключения. Разработана математическая модель, отражающая влияние режимов резания на шероховатость поверхности при точении фрезерованием быстрорежущей стали монолитной фрезой. Результаты проведённых исследований могут быть использованы для определения оптимальных режимов резания, обеспечивающих заданное качество поверхности при изготовлении реальных деталей в производственных условиях.

Рекомендуется проведение дополнительных исследований с контролем температуры в зоне резания и вибраций. Назначение режимов резания следует проводить на базе результатов модального анализа технологической системы для уменьшения влияния регенеративных автоколебаний на шероховатость обработанной поверхности.

Список литературы

1. Грановский, Г. И. Кинематика резания / Г. И. Грановский. — Москва : Машгиз, 1948. — 323 с.

2. Этин, А. О. Кинематический анализ методов обработки металлов резанием / А. О. Этин. — Москва : Машиностроение, 1964. — 324 с.

3. Schulz, H. Kräfte und Antriebsleistungen beim Ortagonalen Drehfräsen (Forces and Drive Powers in Orthogonal Turn-Milling) / H. Schulz, T. Lehmann // Werkstatt und Betrieb. — 1990. — Vol. 123. — P. 921–924.

4. Karaguzel, U. Process modeling of turn-milling using analytical approach / U. Karaguzel, M. Bakkal, E. Budak // Procedia CIRP. — 2012. — Vol. 4. — P. 131–139. https://doi.org/10.1016/j.procir.2012.10.024

5. An overview of turn-milling technology / Lida Zhu, Zenghui Jiang, Jiashun Shi, Chengzhe Jin // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. — 2015. — Vol. 81. — P. 493–505. https://doi.org/10.1007/s00170-015-7187-y

6. Harry Otalora-Ortega. Uncut chip geometry determination for cutting forces prediction in orthogonal turn-milling operations considering the tool profile and eccentricity / Harry Otalora-Ortega, Patxi Aristimuño Osoro, Pedro Arrazola Arriola // International Journal of Mechanical Sciences. — 2021. — Vol. 198. — Art. 106351. https://doi.org/10.1016/j.ijmecsci.2021.106351

7. Study on the relationship between material removal rate and tool flank temperature in orthogonal turn-milling / Koji Shimanuki, Akira Hosokawa, Tomohiro Koyano [et al.] // Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing. — 2021. — Vol. 15. https://doi.org/10.1299/jamdsm.2021 jamdsm0043

8. Cutting Forces during Inconel 718 Orthogonal Turn-Milling / A. Felusiak-Czyryca, M. Madajewski, P. Twardowski [et al.] // Materials. — 2021. — Vol. 14. — P. 6152. https://doi.org/10.3390/ma14206152

9. Матлыгин, Г. В. Анализ прогрессивных технологий механообработки осевых режущих инструментов / Г. В. Матлыгин, А. В. Савилов, Т. В. Зарак // iPolytech Journal. — 2020. — Vol. 24(3). — P. 498–513. https://doi.org/10.21285/1814-3520-2020-3-498-513

10. Pyatykh, A. Improving effective output and hole processing quality based on cutting process dynamics estimation / A. Pyatykh // Journal Irkutsk National Research Technical University. — 2018. — Vol. 9. — P. 67–81. https://doi.org/10.21285/1814-3520-2018-9-67-81

11. The Impact of Cutting Modes on the Output Turn-Milling Parameters for High-Speed Steel / G. Matlygin, A. Savilov, A. Pyatykh, S. Timofeev // Mechanical and Corrosion Properties. — 2022. — Vol. 910. — P. 129–137. https://doi.org/10.4028/p-n6exa0

Поступила в редакцию 21.04.2022
Поступила после рецензирования 25.05.2022
Принята к публикации 26.05.2022

Об авторах:

Матлыгин Георгий Валерьевич, аспирант кафедры «Технология и оборудование машиностроительных производств» Иркутского национального исследовательского технического университета (664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83), ResearcherID, ScopusID, ORCID, gmatlygin@mail.ru

Савилов Андрей Владиславович, доцент кафедры «Технология и оборудование машиностроительных производств» Иркутского национального исследовательского технического университета (664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83), кандидат технических наук, доцент, ResearcherID, ScopusID, ORCID, saw@istu.edu

Пятых Алексей Сергеевич, доцент кафедры «Технология и оборудование машиностроительных производств» Иркутского национального исследовательского технического университета (664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83), кандидат технических наук, доцент, ResearcherID, ScopusID, ORCID, pyatykhas@ex.istu.edu

Тимофеев Сергей Анатольевич, младший научный сотрудник кафедры «Технология и оборудование машиностроительных производств» Иркутского национального исследовательского технического университета (664074, г. Иркутск, ул. Лермонтова, 83), ResearcherID, ScopusID, ORCID, sevans@istu.edu

Заявленный вклад соавторов:

Г. В. Матлыгин, А. В. Савилов — формирование основной концепции, цели и задачи исследования, анализ существующих подходов, подготовка текста, формирование выводов; А. С. Пятых, С. А. Тимофеев — проведение исследования, анализ результатов исследования.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE







УДК 678.549
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-107-115

Научная статья



Использование метода конечных элементов для моделирования резервуара высокого давления из полимера, армированного углеродным волокном

И. Р. Антибас , **А. Г. Дьяченко** 
Донской государственный технический университет, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1
✉ Imad.antypas@mail.ru

Аннотация

Введение. За последнее десятилетие спрос в мире на резервуары высокого давления существенно возрос, особенно в таких областях промышленности как авиационная, космическая, химическая и нефтегазовая. Находясь под постоянным воздействием высокого внутреннего давления, стенки резервуаров испытывают повышенное напряжение, что может стать причиной их внезапного разрушения. Для устранения такой возможности и улучшения прочностных характеристик резервуары изготавливают в форме металлических цилиндров с внутренним покрытием из композитного материала, состоящего из смолы, армированной углеродными волокнами. Цель настоящей статьи заключалась в изучении влияния угла наклона углеродного волокна на цилиндрические резервуары и определении величины максимального разрушающего давления с использованием метода конечных элементов программы ANSYS.

Материалы и методы. С помощью программы ANSYS создана конечно-элементная модель резервуара, состоящего из центральной части в виде металлического цилиндра с внутренним покрытием из полимера, армированного углеродными волокнами. По торцам резервуара размещены полусферы со спиральной намоткой. Для моделирования слоистого композитного материала использована командная оболочка SHELL 99, для определения критерия разрушения резервуара высокого давления — теория Tsai-Wu.

Результаты исследования. Модель цилиндрического резервуара рассчитывалась для двух видов намотки волокон: кольцевой и спиральной при различных углах их наклона. Результаты анализа величины давления для различных углов наклона волокон показывают, что, начиная со значения угла 0° и до 45° оно увеличивается, а затем до значения 65° — уменьшается. Наибольшее давление, которое может выдержать резервуар, армированный углеволокном, составляет 207 МПа при угле наклона волокон $\pm 45^{\circ}$.

Обсуждение и заключения. Анализ исследований показал, что при угле наклона волокон $\pm 45^{\circ}$ максимальное напряжение оказалась наименьшим, а максимально возможное разрушающее давление при том же угле составило 207 МПа. Из этого следует, что оптимальный угол ориентации волокон для обеспечения безопасной работы резервуара высокого давления составляет $\pm 45^{\circ}$, а резервуар из углепластика при том же угле намотки волокон имеет максимальную прочность.

Ключевые слова: резервуар высокого давления, компьютерная модель, угол намотки, композиционное покрытие, углеродное волокно, полимерное связующее.

Благодарности: авторы выражают благодарность редакции и рецензентам за внимательное отношение к статье и указанные замечания, которые позволили повысить ее качество.

Для цитирования: Антибас, И. Р. Использование метода конечных элементов для моделирования резервуара высокого давления из полимера, армированного углеродным волокном / И. Р. Антибас, А. Г. Дьяченко // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 107–115. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-107-115

Original article

Using the Finite Element Method to Simulate a Carbon Fiber Reinforced Polymer Pressure Vessel

Imad Rizakalla Antipas ✉, **Alexey G. Dyachenko**
Don State Technical University, 1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, Russian Federation
✉ Imad.antypas@mail.ru

Abstract
Introduction. Over the past decade, global demand for pressure vessels has increased significantly, specifically in such industries as aviation, space, chemical, and oil and gas. Being under the constant impact of high internal pressure, the walls of the tanks are under increased stress, which can cause their sudden destruction. To eliminate this probability and improve the strength characteristics, the tanks are made in the form of metal cylinders with an internal coating of composite material consisting of resin reinforced with carbon fibers. This article aimed at studying the effect of the angle of inclination of carbon fiber on cylindrical tanks and determining the maximum destructive pressure using the finite element method of ANSYS program.
Materials and Methods. Using the ANSYS program, a finite element model of a tank was created. It has a central part, which is a metal cylinder with an internal coating of composite material consisting of polymer reinforced with carbon fibers. At the ends of the tank, spiral wound hemispheres were placed. In these studies, SHELL 99 was used to model the layered composite material. The Tsai-Wu theory was used to determine the pressure tank failure criterion.
Results. The cylindrical tank model was calculated for two types of fiber winding paths: annular and spiral, at different angles of their inclination. The results of the pressure value analysis for different fiber inclination angles showed that, starting from the angle value of 0° and up to 45°, it increased, and then, up to the angle value of 65°, it began to decrease. The critical pressure value for a carbon fiber reinforced tank was 207 MPa, which was obtained at a fiber angle of 45°.
Discussion and Conclusion. Analysis of the studies showed that at a fiber inclination angle of 45°, the value of the maximum stress turned out to be the smallest, and the maximum possible destructive pressure at the same angle was 207 MPa. It follows, that the optimal fiber orientation angle to provide safe operation of the high-pressure tank is ± 45°, and the carbon fiber tank, calculated at the same fiber winding angle, has the maximum strength value.

Keywords: high-pressure tank, computer model, winding angle, composite coating, carbon fiber, polymer binder.

Funding information: the authors would like to thank the editorial board and the reviewers for their advertency to the article and the comments, which contributed to its quality.

For citation: I. R. Antypas, A. G. Dyachenko. Using the Finite Element Method to Simulate a Carbon Fiber Reinforced Polymer Pressure Vessel. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 107–115. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-107-115

Введение. Использование резервуаров высокого давления из углеродных волокон нашло широкое распространение в различных областях промышленности из-за своих отличительных свойств, таких как малый вес и высокая прочность. Поэтому в последнее время спрос на такие резервуары существенно возрос в тех случаях, когда вес играет большую роль [1, 2].

Важнейшими областями применения резервуаров такого типа являются аэрокосмическая, авиационная и химическая техника. Кроме того, резервуары, армированные волокном, широко используются для увеличения напора при транспортировке нефти и газа. Во многих случаях резервуары такого назначения подвергаются воздействию высокого внутреннего давления, следствием чего может стать скачкообразное повышение напряжения на стенках сосуда и внезапное их разрушение, что наносит большой ущерб материальным и людским ресурсам [3, 4].

В [5] проведен ряд исследований, направленных только на изучение напорного резервуара из многослойного композита, в ходе которых определена ожидаемая прочность на смятие. В [6] изучалось поведение вращающегося составного напорного резервуара под воздействием внутреннего давления и осевой нагрузки; в [7] проведены исследования по изучению влияния тепловых нагрузок, действующих на многослойный композитный напорный бак. В работе [8] исследовалось поведение многоугольного композитного напорного бака пяти различных форм под действием внутреннего давления различного режима, а в [9] — изучалась работоспособность составного напорного бака при воздействии поперечных нагрузок.

Проектирование резервуара из композитного материала является сложной проблемой, поэтому для проведения полного и точного анализа необходимо выбрать приоритетные факторы. Авторами изучался резервуар высокого давления, армированный несколькими слоями углеродных волокон и подвергаемый нагрузке от внут-

реннего давления. Цель работы — изучение влияния угла наклона углеродного волокна на цилиндрические резервуары и определение величины максимального разрушающего давления с использованием метода конечных элементов программы ANSYS.

Материалы и методы. Теоретическое исследование. Резервуар высокого давления из композитных материалов (CFRP) состоит из центральной части, представляющей собой металлический цилиндр с внутренним покрытием, состоящим из полимера, армированного углеродными волокнами. Торцевые поверхности резервуара имеют форму полусфер со спиральной намоткой (рис. 1).



Рис. 1. Продольное сечение резервуара

Резервуары, работающие при высоких давлениях и армированные углеродным волокном, изготавливаются методом филаментной намотки (рис. 2). Для получения необходимой стабильности армирования волокна отправляются на движущуюся тележку при тщательном выборе их координации, а затем наматываются на цилиндрическую поверхность. На стабильность координации волокон влияет несколько факторов: температура, форма и обработка поверхности, а также степень сцепления волокон с матрицей. Угол наклона намотки контролируется скоростью перемещения тележки и скоростью вращения цилиндрического барабана. С целью получения высоких эксплуатационных и прочностных свойств внутренняя цилиндрическая поверхность резервуара покрывается несколькими слоями волокон [10].

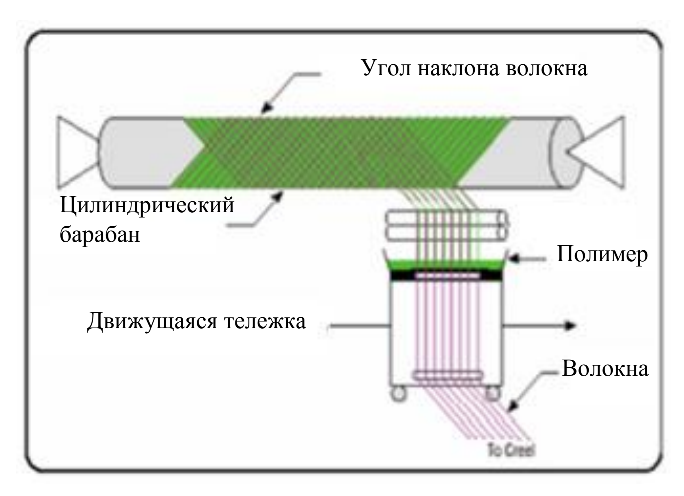


Рис. 2. Схема намотки волокон

Угол наклона волокон оказывает большое влияние на свойства резервуаров, поэтому важным вопросом является поиск соответствующего угла для каждой части резервуара. Угол ориентации волокон определяется необходимой величиной трения между волокнами и слоем композитного материала, как показано в соотношении:

$$\alpha(R) = \sin^{-1}\left(\frac{R_0}{R}\right) \pm \delta\left(\frac{R - R_0}{R_{t1} - R_0}\right)^n, \qquad (1)$$

где R — расстояние между центром и точкой слоя; R_0 — радиус центральной оси; R_{t1} — радиус по касательной к поверхности цилиндра при $\delta = 0$ [8].

Критерии разрушения Tsai-Wu. При исследовании и моделировании резервуара высокого давления, выполненного из композитного материала, использовались критерии разрушения по теории Tsai-Wu [11]. Реализация уравнения (1) необходима для исследования ожидаемого разрушения ортотропных материалов по теории Tsai-Wu:

$$F_1\sigma_{11} + F_2\sigma_{22} + F_6\sigma_{12} + F_{11}\sigma_{22}^2 + F_{66}\tau_{12}^2 + 2F_{12}\sigma_{11}\sigma_{22} = 1.$$

Упругие свойства определяются четырьмя независимыми константами: E_{11}, E_{22}, G_{12}, V_{12}, представленными в таблице 1.

Таблица 1

Характеристики композитного материала LY5052/T300

Свойства	Углеродное волокно T300	Эпоксид LY5052
Модуль упругости	230 ГПа	3,0 ГПа
Прочность на растяжение	3,5 ГПа	71,0 ГПа
Плотность	1760 г/см^3	1,14 г/см^3

Силы рассчитываются по следующим уравнениям:

$$F_1 = \frac{1}{X_t} - \frac{1}{X_c};\ F_2 = \frac{1}{Y_t} - \frac{1}{Y_c};\ F_6 = 0;\ F_{11} = -\frac{1}{X_t X_c};$$
$$F_{22} = -\frac{1}{Y_t Y_c};\ F_{66} = -\frac{1}{S_2};\ F_{12} = -\frac{1}{2}\sqrt{F_{11}F_{22}},$$

где X_t — растягивающая сила в продольном направлении; Y_t — растягивающая сила в поперечном направлении; X_c — сила давления в продольном направлении; Y_c — сила давления в поперечном направлении; S — сила сдвига.

Максимальное разрушающее напряжение достигается при выполнении одного из следующих соотношений [12]:

$$\frac{\sigma_1}{X} \ge 1;\ \frac{\sigma_2}{Y} \ge 1;\ \frac{\tau_{12}}{S} \ge 1.$$

Свойства материалов и моделирование методом конечных элементов. Композитный материал, использованный для исследуемого резервуара, представляет собой полимер, армированный углеродным волокном типа T300, а в качестве полимерного материала применяется эпоксид LY5052. Композитные материалы имеют ортотропную природу, поэтому процесс их моделирования конечными элементами сложнее, чем изотропных материалов, таких как алюминий и сталь.

На рис. 3 представлена конечно-элементная модель резервуара высокого давления из углепластика, внутренний слой которого состоит из алюминиевого сплава, армированного восемью слоями композитного материала Carbon/Epoxy T300/LY5052.

Модель имеет следующие размеры:

- длина резервуара —1200 мм;
- диаметр резервуара по центру — 300 мм;
- общая толщина — 64 мм;
- толщина одного слоя — 6,5 мм;
- толщина футеровки — 0,12 мм.

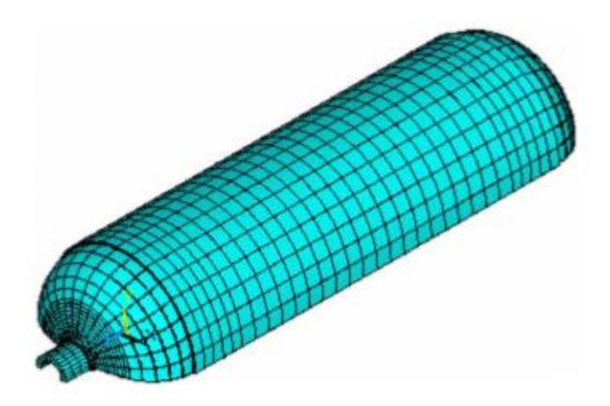


Рис. 3. Конечно-элементная модель резервуара CFRP

Для исследования резервуаров высокого давления из композитных материалов очень важно выбрать подходящий тип конечных элементов. Программа ANSYS содержит конечные элементы SHELL и SOLID, необходимые для моделирования слоистых композитных материалов. Для исследования использовали

программу SHELL 99, которая ускоряет расчёт конструкции, имеющей до 250 слоев. Этот элемент представляет собой многоуровневую линейную структуру с восемью узлами и шестью степенями свободы и позволяет пользователю определять гибкость, наклон слоев и плотность каждого слоя.

При изучении композитных материалов формирование слоев является одним из основных вопросов, поскольку каждый слой имеет свой угол наклона, а волокна в каждом слое имеют различные углы наклона, поэтому свойства каждого слоя необходимо определять отдельно.

Для формирования слоев требуются характеристики материала, количество слоев, угол наклона волокон, толщина слоя и количество точек интегрирования в каждом слое. Приведем сравнительные сведения о свойствах применяемых материалов: CFRP и алюминия 6061. Плотность: CFRP — 1570 кг/м^3, алюминия — 2750 кг/м^3. В табл. 2 показаны механические характеристики применяемых материалов: модуль упругости E; предел прочности при сдвиге G; предел прочности при растяжении V.

Таблица 2

Механические свойства CFRP и алюминия 6061

Параметры в направлениях координатных осей, ГПа	CFRP	Алюминий 6061
E_X	128	7070
E_Y	10,5	70
G_{XY}	5	70
G_{YZ}	5	
G_{ZX}	5	
V_{XY}	0,27	0,3
V_{YZ}	0,4	0,3
V_{ZX}	0,02	0,3

Создана модель с использованием девяти слоёв композитного материала с различными углами наклона волокон:

$$\left[+25^o / -25^o\right], \left[+30^o / -30^o\right], \left[+35^o / -35^o\right], \left[+40^o / -40^o\right], \left[+45^o / -45^o\right], \left[+50^o / -50^o\right], \left[+55^o / -55^o\right].$$

На рис. 4 показана последовательность слоев с наклоном волокон под углом $\pm 45°$, реализованная в программе ANSYS.

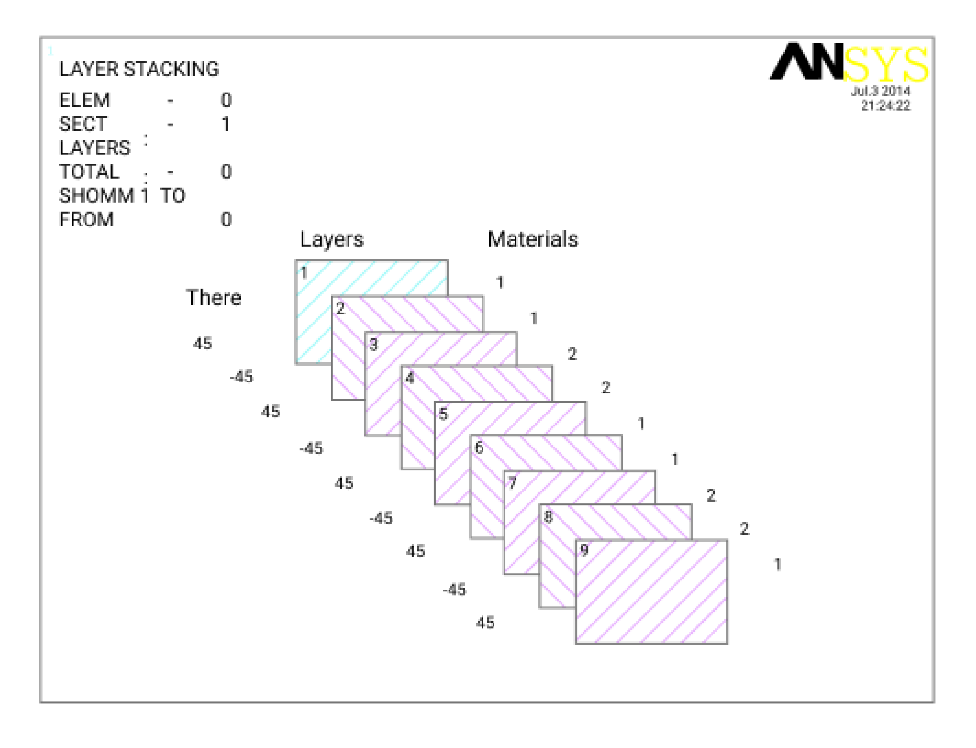
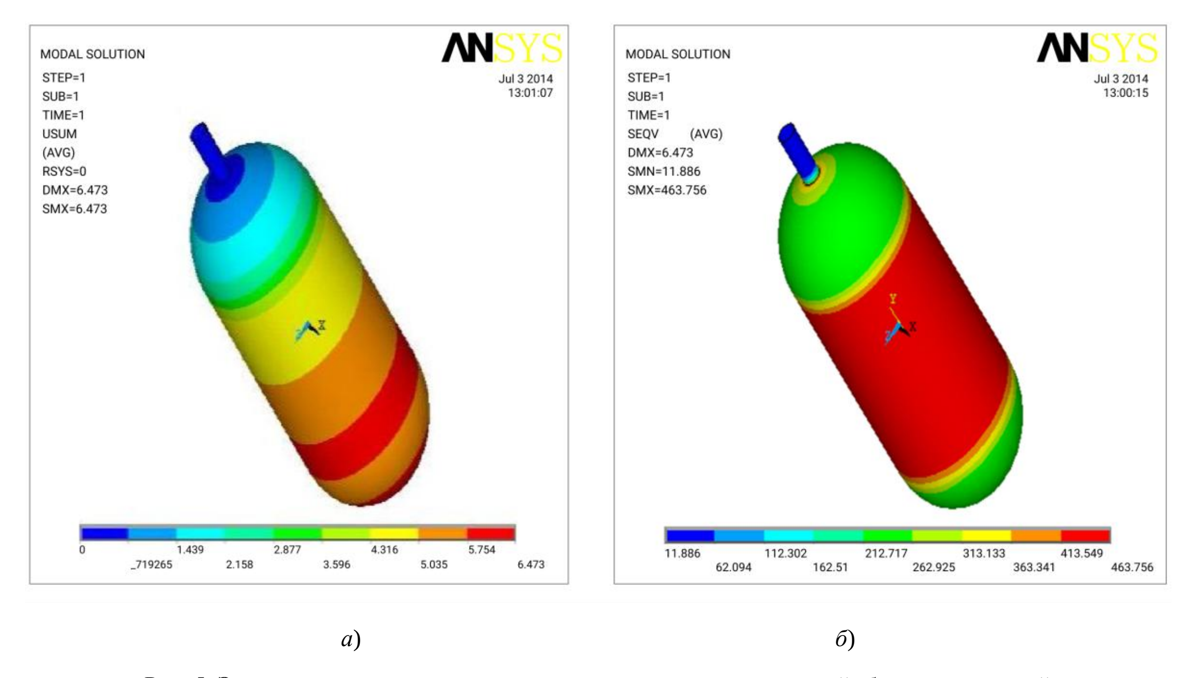


Рис. 4. Последовательность слоев с наклоном волокон под углом ± 45°

Цифровое моделирование. Расчет напряжений и перемещений. Работа резервуара высокого давления проанализирована с использованием критериев разрушения по теории Tsai-Wu. Для расчета максимальных напряжений и перемещений применялось внутреннее рабочее давление 35 МПа. Наибольшее напряжение резервуара наблюдалось при угле наклона кольцевых волокон — 0° и различных углах наклона спиральных волокон:

$$\left[+25^{\circ}/-25^{\circ}\right],\ \left[+30^{\circ}/-30^{\circ}\right],\ \left[+35^{\circ}/-35^{\circ}\right],\ \left[+40^{\circ}/-40^{\circ}\right],\ \left[+45^{\circ}/-45^{\circ}\right],\ \left[+50^{\circ}/-50^{\circ}\right],\ \left[+55^{\circ}/-55^{\circ}\right].$$

На рис. 5 показано распределение эквивалентных напряжений и перемещений в резервуаре при угле наклона волокон $\pm 45°$. В таблицах 3, 4 приведены максимальные и минимальные значения перемещений и эквивалентных напряжений в направлениях координатных осей *X*, *Y*, *Z*.



а) *б*)

Рис. 5. Эквивалентное распределение в резервуаре: *а* — напряжений; *б* — перемещений

Таблица 3

Максимальные и минимальные значения перемещений в направлениях осей *X*, *Y*, *Z*

Направление деформации	Минимум, мм	Максимум, мм
суммарная векторная	0	6,473
по оси *X*	–3,914	3,914
по оси *Y*	– 6,473	0
по оси *Z*	–3,906	3,909

Таблица 4

Максимальные и минимальные значения напряжений в направлении осей *X*, *Y*, *Z*

Направление деформации	Минимум, МПа	Максимум, МПа
суммарная векторная	11,886	463,756
по оси *X*	– 81,852	528,485
по оси *Y*	–155,587	341,607
по оси *Z*	– 80,307	530,07

Определение ожидаемого разрушающего давления и оптимального угла наклона волокон. Нагружение резервуара осуществлялось постепенно увеличивающимся внутренним давлением, начиная с его рабочего значения — 35 МПа. Затем полученное расчетное максимальное напряжение внутреннего давления сравнивали с конечным допускаемым напряжением по условию: $\sigma_{\max} \le \sigma_u$, где: $\sigma_{\max}$ — расчетное максимальное

напряжение; σ_u — конечное допускаемое напряжение. Допускаемое напряжение для резервуаров высокого давления из углепластика составляет 1210 МПа.

Модель цилиндрического резервуара рассчитывалась для двух видов путей намотки волокон: кольцевого и спирального, а также при различных углах наклона волокон:

$$\left[+25^{\circ}/-25^{\circ}\right],\ \left[+30^{\circ}/-30^{\circ}\right],\ \left[+35^{\circ}/-35^{\circ}\right],\ \left[+40^{\circ}/-40^{\circ}\right],\ \left[+45^{\circ}/-45^{\circ}\right],\ \left[+50^{\circ}/-50^{\circ}\right],\ \left[+55^{\circ}/-55^{\circ}\right].$$

При кольцевом пути намотки угол наклона волокон к оси цилиндра составляет 0°. На рис. 6 показана конечно-элементная модель цилиндрического резервуара высокого давления.

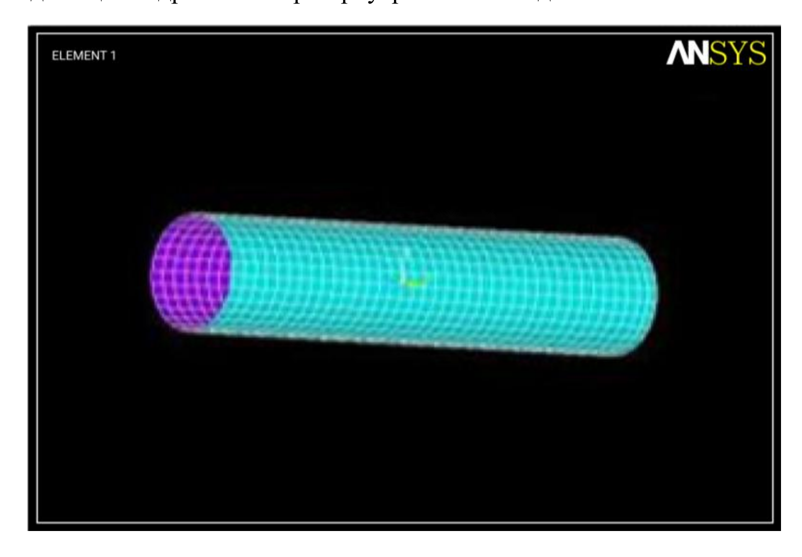


Рис. 6. Конечно-элементная модель цилиндрического резервуара высокого давления

Результаты исследования. На рис. 7 показано изменение максимального напряжения, начиная со значения угла от 0° и до 45° оно уменьшается, а затем до значения 65° возрастает. Установлено, что максимальное напряжение в цилиндрическом резервуаре высокого давления, армированного углеродными волокнами, было наименьшим при угле наклона волокон $\pm 45^{\circ}$.



Рис. 7. Зависимость максимального напряжения от угла наклона волокон

На рис. 8 представлены результаты анализа величины давления для различных углов наклона волокон, которые показывают, что, начиная со значения угла 0° и до 45° давление увеличивается, а затем до значения угла 65° уменьшается. Наибольшее давление, которое может выдержать резервуар, армированный углеволокном без разрушения, составляет 207 Мпа. Это давление имеет место при угле наклона волокон $\pm 45^{\circ}$, т. о. оно и является ожидаемым значением разрушающего давления для резервуара.



Рис. 8. Зависимость давления от угла наклона волокон

На рис. 9 представлено распределение напряжений в резервуаре с углом наклона волокон ± 45°, причем максимальное напряжение при приложении давления составляет 1213 МПа и оно выше, чем допускаемое напряжение для резервуаров высокого давления из углепластика, которое составляет 1210 МПа.

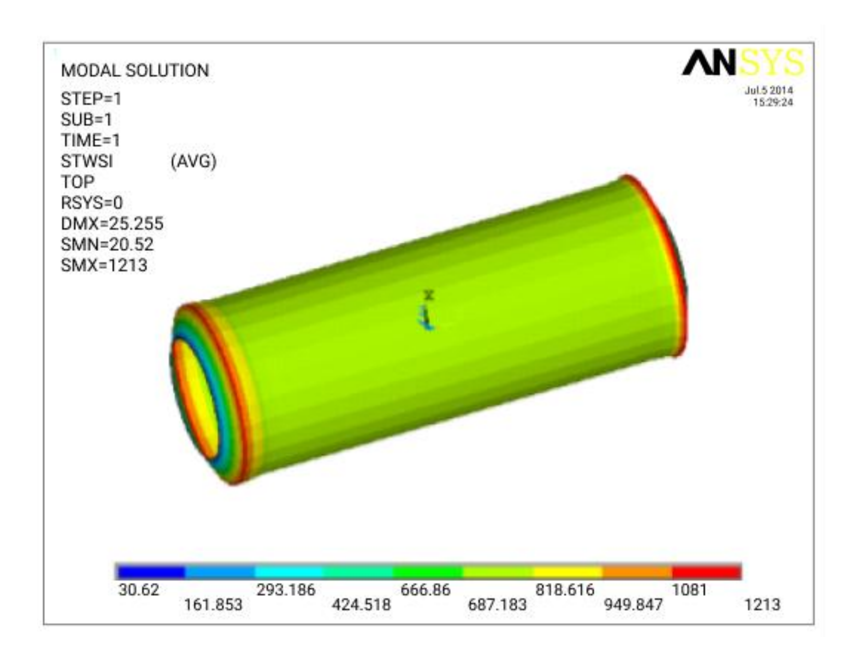


Рис. 9. Распределение напряжений в резервуаре при нагнетании давления и угле наклона волокон ± 45°

Обсуждение и заключения. Конечно-элементная модель резервуара, армированного углеродным волокном, спроектирована и исследована с использованием программы ANSYS с применением в процессе моделирования элемента SHELL 99. Создано несколько моделей с различными углами наклона волокон. Максимальное напряжение и разрушающее давление для резервуара высокого давления рассчитывались с использованием критериев Tsai-Wu. Установлено, что максимальное напряжение оказалась наименьшим при угле наклона волокон ± 45°, а максимально возможное разрушающее давление в этих же условиях составило 207 МПа. Это означает, что оптимальный угол наклона волокон для обеспечения безопасной работы резервуара высокого давления составляет ± 45°, а резервуар из углепластика, рассчитанный с тем же углом намотки волокон, имеет максимальную прочность.

Библиографический список

1. Sankar Reddy, S. Design, Analysis, Fabrication and Testing of CFRP with CNF Composite Cylinder for Space Applications / S. Sankar Reddy, C. Yuvraj, K. Prahlada Rao // International Journal of Composite Materials Structures. — 2015. — Vol. 5. — P. 102–128. https://doi.org/10.5923.j.cmaterials.20150505.03.html

2. Subhash N. Khetre. Design and Analysis of Composite High Pressure Vessel with Different Layers using FEA / N.Subhash. P. T. Khetre, Nitnaware, Arun Meshram // International Journal of Engineering Research & Technology (IJERT). — 2014. — Vol. 3. — P. 1460–1464.

3. H. S. da Costa Mattos. Analysis of burst tests and long-term hydrostatic tests in produced water pipelines / H. S. da Costa Mattos, L .M. Paim, J. M. L. Reis // Engineering Failure Analysis. — 2012. — Vol. 22. — P. 128–140. https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2012.01.011

4. Goldin Priscilla, C.P. Effect of statistical scatter in the elastic properties on the predictability of first ply failure of a polymer composite pressure vessel / C. P. Goldin Priscilla, J. Selwin Rajadurai, A. Krishnaveni // Journal of Engineering Research. — 2021. — P. 128–140. https://doi.org/10.36909/jer.11529

5. Chang, R. R. Experimental and theoretical analyses of first-ply failure of laminated composite vessels / R. R. Chang // Composite Structures. — 2000. — Vol. 49 — P. 237–243. https://doi.org/10.1016/S0263-8223(99)00133-6

6. Levend Parnas. Design of fiber-reinforced composite vessels under loading condition / Levend Parnas, Nuran Katuc // Composite Structures. — 2002. — Vol. 58. — P. 83–95. https://doi.org/10.1016/S0263-8223(02)00037-5

7. Burst failure load of composite pressure vessels / Aziz Onder, Onur Sayman, Tolga Dogan, Necmettin Tarakcioglu // Composite Structures. — 2009. — Vol. 89. — P. 159–166. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2008.06.021

8. Stress analysis of non-conventional composite pipe / M. A. Wahab, M. S. Alam, S. S. Pang [et al.] // Composite Structures. — 2007. — Vol. 79. — P. 125–132. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2005.11.054

9. Guedes, R. M. Stress-strain analysis of cylindrical pipe subjected to a transverse load and large deflection / R.M. Guedes // Composite Structures. — 2009. — Vol. 88. — P. 188–194. https://doi.org/10.1016/j.compstruct.2008.03.031

10. Madhavi, M. Design and Analysis of Filament Wound Composite Pressure Vessel with Integrated-end Domes / M. Madhavi, K. V. J. Rao, K. Narayana Rao // Defence Science Journal. — 2009. — Vol. 59. — P. 73–81. http://dx.doi.org/10.14429/dsj.59.1488

11. Tsai, S. W. Composites Design. 3rd ed. / Stephen W. Tsai // Dayton, Ohio : Think Composites, 1987.

12. Pihong Xu. Finite element analysis of burst pressure of composite hydrogen storage vessels / Pihong Xu, Jinyang Zheng, P.F. Liu // Materials & Design. — 2009. — Vol. 30. — P. 2295–2301. https://doi.org/10.1016/j.matdes.2009.03.006

Поступила в редакцию 04.04.2022
Поступила после рецензирования 19.04.2022
Принята к публикации 20.04.2022

Об авторах:

Антибас Имад Ризакалла, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, доцент, ResearcherID, ScopusID, ORCID, imad.antypas@mail.ru

Дьяченко Алексей Геннадьевич, доцент кафедры «Основы конструирования машин» Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, ScopusID, ORCID, alexey-a2@mail.ru

Заявленный вклад соавторов:

И. Р. Антибас — научное руководство, постановка задачи, определение методологии исследования, сбор и анализ аналитических и практических материалов по теме исследования, критический анализ и доработка решения, компьютерная реализация решения задачи; А. Г. Дьяченко — анализ научных источников по теме исследования, критический анализ и доработка текста.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE







УДК 621.914.1
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-116-129

Научная статья





Анализ систем автоматизированного обеспечения параметров шероховатости поверхности на основе динамического мониторинга

М. Р. Гимадеев ✉, **А. А. Ли**
Тихоокеанский государственный университет, Российская Федерация, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136
✉ 009063@pnu.edu.ru, jl_wiegott@list.ru

Аннотация

Введение. Проанализированы отечественные и зарубежные работы о проблемах фрезерования сложнопрофильных поверхностей сфероцилиндрическим концевым инструментом. Рассмотрены методы контроля качества поверхности и пути обеспечения амплитудных параметров шероховатости, которые базируются на данных исследований и натурных экспериментов. Представлены теоретические положения по определению сил резания и результаты виброакустической диагностики.

Материалы и методы. Использовались методы корреляционного анализа, сравнения и обобщения результатов. Расчетные данные находились при различных углах наклона инструмента с учетом мгновенных сил резания и фиксировались в диапазоне значений переменной подачи на зуб (*fz*) и угла наклона поверхности (γ). Нашли экспериментальное подтверждение сведения виброакустической диагностики и теоретические данные представленной модели при различных углах наклона инструмента. Следовательно, такие методы можно использовать для прогнозирования параметров шероховатости поверхности.

Результаты исследования. Выявлена взаимосвязь между силами резания, углом наклона инструмента и данными виброакустической диагностики. Сформулирована модель силы резания и перемещений инструмента с учетом наклона поверхности. Определен оптимальный диапазон углов наклона инструмента к обрабатываемой поверхности, который обеспечивает минимальные значения амплитудных параметров шероховатости. Полученные эмпирическим путем звуковые колебания, представленные в спектральном и волновом виде, хорошо согласуются с данными из других источников, что позволило сделать вывод о целесообразности прогнозирования и мониторинга параметров шероховатости в реальном времени за счет акустики.

Обсуждение и заключения. Установлено, что рост сил в направлении $a_e(X)$ и $fz(Y)$ наблюдается при $\gamma > 40°$. Это объясняется распределением составляющих силы резания вдоль режущей кромки и зависит от наклона поверхности. Уменьшение амплитудных параметров происходит при увеличении угла от 10 до 40 градусов. Найденные взаимосвязи силового анализа, направления обработки и виброакустической диагностики подтверждают корректность использования виброакустической диагностики для прогнозирования шероховатости поверхности. Акустическая диагностика вне зависимости от компоновки технологического оборудования позволяет быстро наладить звуковое устройство и оценить влияние режимов резания на параметры шероховатости.

Ключевые слова: шероховатость, сфероцилиндрическая фреза, виброакустическая диагностика, фрезерование, наклон инструмента, вибрация, силы резания.

Благодарности: авторы выражают благодарность А. В. Никитенко, к.т.н., доценту кафедры Технологическая информатика и информационные системы (ТОГУ, Хабаровск), за помощь в организации и проведении экспериментальных исследований в учебно-производственном центре CAD/CAM технологий.

Для цитирования: Гимадеев, М. Р. Анализ систем автоматизированного обеспечения параметров шероховатости поверхности на основе динамического мониторинга / М. Р. Гимадеев, А. А. Ли // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 116–129. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-116-129

Original article

Analysis of automated surface roughness parameter support systems based on dynamic monitoring

Mikhail R. Gimadeev ✉, **Andrey A. Li**
Pacific National University, 136, Tihookeanskaya St., Khabarovsk, Russian Federation
✉ 009063@pnu.edu.ru

Abstract
Introduction. Domestic and foreign works on the milling of complex-profile surfaces with a ball-end tool were analyzed. Methods of surface quality control and ways to provide amplitude parameters of roughness, based on research data and field experiments, were considered. Theoretical provisions on the determination of cutting forces and the results of vibroacoustic diagnostics were presented.

Materials and Methods. The methods of correlation analysis, comparison and generalization of the results were applied. The data were calculated at different tool angles, taking into account the instantaneous cutting forces, and were fixed in the range of values of the variable feed per tooth (*fz*) and the angle of inclination of the surface (γ). The vibroacoustic diagnostic data and theoretical data of the presented model at different tool inclination angles were verified by experiment. Consequently, such methods can be used to predict surface roughness parameters.

Results. The relationship between cutting forces, tool inclination angle, and vibroacoustic diagnostics data was found. A model of the cutting force and tool displacements was formulated taking into account the inclination of the surface. The optimal range of the inclination angle of the tool to the surface to be machined, at which the minimum values of the amplitude parameters of roughness were achieved, was determined. The sound vibrations obtained empirically, presented in spectral and wave forms, were in good agreement with data from other sources. This allowed us to conclude about the feasibility of forecasting and monitoring roughness parameters in real time through acoustics.

Discussion and Conclusions. It was established that the growth of forces in the direction $a_e(X)$ and $fz(Y)$ was observed at $\gamma > 40°$. This was due to the distribution of the components of the cutting force along the cutting edge and depended on the inclination of the surface. The amplitude parameters decreased when the angle increased from 10 to 40 degrees. The found interrelations of force analysis, processing directions, and vibroacoustic diagnostics have validated the use of vibroacoustic diagnostics to predict surface roughness. Acoustic diagnostics, regardless of the layout of technological equipment, enables to quickly adjust the sound device and assess the impact of cutting modes on roughness parameters.

Keywords: surface roughness, ball-end tool, vibroacoustic diagnostics, milling, tool inclination, vibration, cutting forces.

Funding information: the authors would like to thank A.V. Nikitenko, Cand.Sci. (Eng.), associate professor of the Department of Technical Informatics and Information Systems (PNU, Khabarovsk), for assistance with organizing and conducting experimental research at the CAD/CAM Technologies Training and Production Center.

For citation: M. R. Gimadeev, A. A. Li. Analysis of automated surface roughness parameter support systems based on dynamic monitoring. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 116–129. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-116-129

Введение. Специалистам недостаточно программных инструментов, которые помогли бы предсказать значение силы резания, амплитуды вибраций и т. п. при программировании станков с числовым программным управлением (ЧПУ). В результате приходится подбирать скорость подачи на основе опыта, устанавливая постоянную скорость подачи для всей обрабатываемой поверхности сложной формы. Это может снизить эффективность обработки и качество поверхностей. Для решения данной проблемы необходимо построить высокоточную и надежную модель прогнозирования шероховатости поверхности.

В настоящее время при таком прогнозировании используют два основных подхода. В первом случае фотоэлектрические датчики транслируют данные о шероховатости онлайн. Эффективность этого способа достаточно низкая т. к. в процессе резания образуется стружка, а в область регистрируемого микрорельефа подается смазочно-охлаждающая жидкость (СОЖ). Ко второй группе можно отнести методы контроля с

применением искусственного интеллекта, а также теоретическое моделирование и моделирование эмпирического регрессионного анализа. В практике наиболее распространены методы из второй группы.

Авторы работы [1] исследовали фрезерование сфероцилиндрическим инструментом аэрокосмических компонентов из алюминиевого сплава LM6 и разработали модель с использованием структур ARMAX (англ. autoregressive moving average with exogenous inputs — авторегрессионная скользящая средняя с экзогенными входными данными) для прогнозирования шероховатости поверхности при различных режимах обработки. В [2] представлена математическая модель траектории движения сфероцилиндрического инструмента для обработки грибовидных лопаток паровой турбины с целью повышения эффективности обработки и качества поверхности. Авторы [3] создали аналитическую модель процесса фрезерования сфероцилиндрическим инструментом и рассмотрели ситуацию возникновения вибрации для прогнозирования пределов устойчивости инструмента при разных углах наклона и скорости вращения шпинделя. В [4] исследуется обработка крыльчатки на пятиосевом станке с ЧПУ при использовании сфероцилиндрического инструмента. Траекторию движения инструмента и оптимальные режимы резания пришлось разрабатывать из-за сложной криволинейной поверхности и близкого расположения лопастей колеса, так как в этом случае невозможно задействовать стандартные системы CAM (англ. computer-aided manufacturing — автоматизированная система или ее модуль для подготовки управляющих производственных программ). В [5] описана система оптимизации скорости подачи для трехосевого фрезерования сфероцилиндрическим инструментом. Использовали возможности геометрического моделирования B-rep ACIS: резание под углом преобразовали в ортогональную модель для различных инструментов и заготовок. Авторы [6] создали математическую модель постоянной силы резания [7] для обработки сложной криволинейной поверхности сфероцилиндрическим инструментом на станке с ЧПУ за счет поддержания постоянной скорости резания при различных углах наклона инструмента. В [8] представлена динамическая модель процесса фрезерования сфероцилиндрическим инструментом, включающая режимы резания и износ кромки инструмента. Авторы [9] разработали систему мониторинга в реальном времени с компенсацией погрешностей для повышения точности при производстве деталей свободной формы. В [10] исследуется энергопотребление при различных стратегиях резания с целью оценки эффективности каждой стратегии резания. Авторы этой работы установили, что оптимальная стратегия позволяет обеспечить заданные параметры качества поверхности.

Многие ученые использовали метод Тагути (Тагучи) для оптимизации параметров обработки [11–13]. Некоторые изыскания носят узконаправленный характер и для масштабирования результатов необходима дополнительная работа [14–18].

Анализ литературных источников выявил отсутствие рекомендаций по использованию метода прогнозирования и мониторинга шероховатости в реальном времени. Это тем более касается случаев, когда учитываются звуковые колебания в воздушной среде.

Материалы и методы. Для определения сил резания применяется модель из [7, 19]:

$$\begin{aligned} dF_{tj} &= K_{te}dl_j + K_{tc}dS_{zj}, \\ dF_{rj} &= K_{re}dl_j + K_{rc}dS_{zj}, \\ dF_{aj} &= K_{ae}dl_j + K_{ac}dS_{zj}. \end{aligned} \quad (1)$$

Здесь K_{te}, K_{re}, K_{ae} — краевые удельные коэффициенты, K_{tc}, K_{rc}, K_{ac} — удельные коэффициенты сдвига, dl_j — бесконечно малая длина режущей кромки l_j [20], S_{zj} — площадь поперечного сечения срезаемого сегмента.

В этой модели для задания результирующей силы, действующей на i-й бесконечно малый отрезок режущей кромки, используется множество криволинейных систем координат, перпендикулярных касательным к сферической поверхности.

Геометрия сфероцилиндрической концевой фрезы схематично показана на рис. 1.

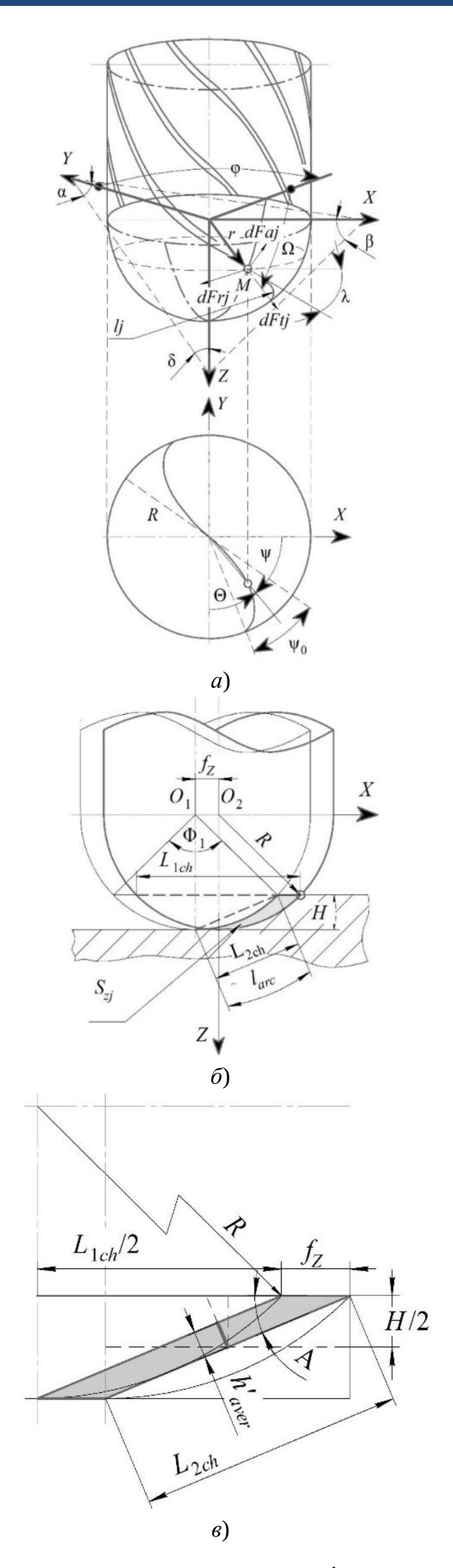


Рис. 1. Схема для определения: *а* — сил резания сфероцилиндрической фрезы;
б — срезаемого сегмента; *в* — площади поперечного сечения приведенной фигуры [16].

На схеме указаны угол наклона λ фрезы со сфероцилиндрической исходной поверхностью инструмента вдоль режущей кромки. Здесь же видим:

– тангенсальную dF_{tj}, радиальную dF_{rj}, осевую dF_{aj} силы резания, действующие на *j*-й зуб, и координаты инструмента для сфероцилиндрической концевой фрезы (рис. 1 *а*);

– хорду L_{2ch}, угол сегмента Φ_1, длину дуги l_{arc} (рис. 1 *б*);

– площадь поперечного сечения (рис. 1 *б*, *в*).

$$S_{zj} = L_{2ch} \cdot h'_{aver}, \tag{2}$$

где L_{2ch} — длина второй хорды, мм; h'_{aver} — средняя толщина стружки, мм.

$$L_{2ch} = 2 \cdot \sqrt{\left(\frac{H}{2}\right)^2 + \left(\frac{L_{1ch}}{4}\right)^2}, \quad (3)$$

$$h'_{aver} = fz \cdot \sin A. \quad (4)$$

Длина первой хорды L_{1ch}, длина дуги l_{arc} и угол сегмента круга Φ_1:

$$L_{1ch} = 2 \cdot \sin \cdot \frac{l_{arc}}{2R} \cdot R, \quad (5)$$

$$l_{arc} = \frac{\Phi_1 \cdot R}{2}, \quad (6)$$

$$\Phi_1 = 2\arccos\left(1 - 2 \cdot \frac{H}{2R}\right). \quad (7)$$

Угол А (рис. 1 *в*) для расчета средней толщины стружки:

$$A = \arctan\left(\frac{H}{L_{1ch} / 2}\right). \quad (8)$$

Радиус-вектор r текущей точки исходной инструментальной поверхности:

$$r = \begin{bmatrix} R\sin\varphi\cos\Omega \\ R\sin\varphi\sin\Omega \\ R\cos\varphi \\ 1 \end{bmatrix}. \quad (9)$$

Уравнение режущей кромки решается как уравнение кривой, расположенной на исходной инструментальной поверхности и пересекающей меридианы под углом λ 90°. Параметрическое уравнение вида $\Omega = \Omega(\varphi)$ описывает некоторую линию на сфере. Косинусы углов между осями системы координат *XYZ* сфероцилиндрической фрезы и касательной прямой к кривой $\Omega = \Omega(\varphi)$ на исходной инструментальной поверхности:

$$\cos\alpha = \frac{dX}{dS} = \frac{\cos\varphi\cos\Omega\, d\varphi - \sin\varphi\sin\Omega\, d\varphi}{\sqrt{d\varphi^2 + \sin^2\varphi\, d\Omega^2}},$$
$$\cos\beta = \frac{dY}{dS} = \frac{\cos\varphi\sin\Omega\, d\varphi - \sin\varphi\cos\Omega\, d\varphi}{\sqrt{d\varphi^2 + \sin^2\varphi\, d\Omega^2}}, \quad (10)$$
$$\cos\delta = \frac{dZ}{dS} = \frac{-\sin\varphi\, d\varphi}{\sqrt{d\varphi^2 + \sin^2\varphi\, d\Omega^2}},$$

где dS — дифференциал дуги режущей кромки.

Косинусы углов между осями координат и касательной прямой к меридиану (при $\Omega = \text{const}$) на исходной инструментальной поверхности представляются в виде зависимостей С. П. Радзевича [21]:

$$\cos\alpha = \frac{dX}{dS} = \cos\varphi\cos\Omega,$$
$$\cos\beta = \frac{dY}{dS} = \cos\varphi\sin\Omega, \quad (11)$$
$$\cos\delta = \frac{dZ}{dS} = -\sin\varphi.$$

Поставим условие: $\Omega = \lambda$. Тогда уравнения режущей кромки в параметрической форме:

$$X = \frac{R\cos\lambda}{chq(\lambda + C)},$$
$$Y = \frac{R\sin\lambda}{chq(\lambda + C)}, \quad (12)$$
$$Z = Rthq(\lambda + C),$$

где ch — гиперболический косинус, th — гиперболический тангенс.

Для определения бесконечно малой длины режущей кромки можно воспользоваться выражением, предложенным в [7, 16, 19]:

$$dl = \sqrt{r^2(\psi) + \left(r'(\psi)^2\right) + \left(z'(\psi)^2\right)}\, d\psi, \tag{13}$$

где

$$\left.\begin{aligned} r(\psi) &= \sqrt{1 - (\psi \cot\lambda - 1)^2} \\ r'(\psi) &= \frac{-R(\psi \cot\lambda - 1)\cot\lambda}{\sqrt{1 - (\psi \cot\lambda - 1)^2}} \\ z'(\psi) &= X^2 + Y^2 + (R - Z)^2 \cot^2\lambda \end{aligned}\right\}. \tag{14}$$

Основная часть

Детали эксперимента. На подготовительном этапе изучена литература [22–27]. Данные при планировании эксперимента описаны ниже. Механообработка проводилась в попутном и встречном направлениях (рис. 2), на заготовках со свойствами стали 45 (зарубежные аналоги — C45, 1045). Использовали сфероцилиндрическую концевую твердосплавную фрезу диаметром D = 8 мм, с двумя зубьями фирмы Sandvik Coromant (z = 2). Соотношение вылета инструмента, установленного в патроне, приняли как l / D, равным 4. Фрезерный инструмент из мелкозернистого карбида вольфрама имел противоизносное покрытие TiAlN и параметр λ = 30°. Подача на зуб fz = 0,2 мм/зуб, величина припуска для всех образцов $a_p = H$ = 0,2 мм, боковой шаг a_e = 0,2 мм. Для обеспечения равной скорости резания V_c при различных углах наклона (γ) инструмента к обрабатываемой поверхности частота вращения (n) варьировалась в диапазоне от 1478 min^{-1} до 8000 min^{-1}.

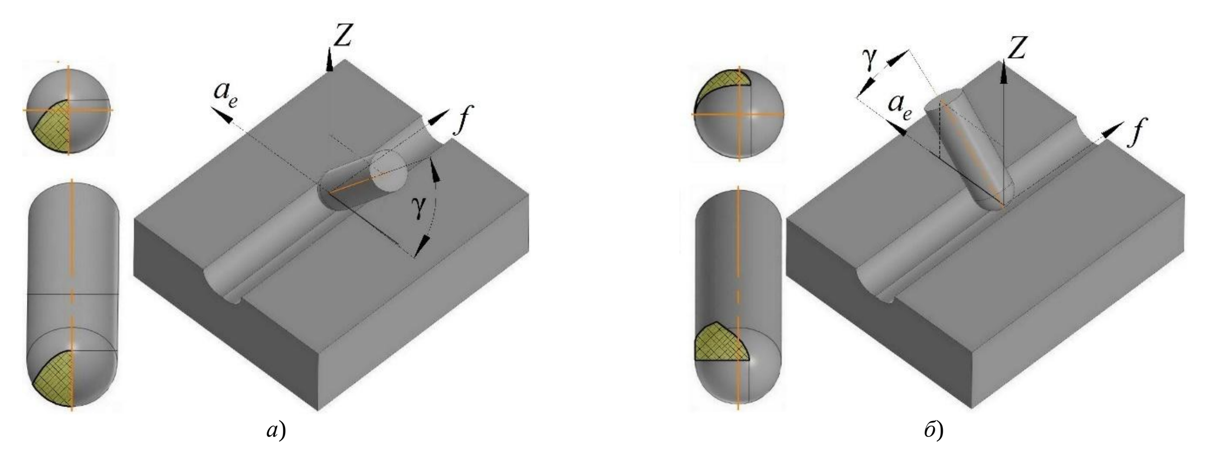


Рис. 2. Виды условной поверхности контакта заготовки и инструмента при различных значениях углов наклона инструмента в направлении: *а* — попутном; *б* — встречном

Угол γ выбирался из диапазона от 10° до 50°, поэтому расчет эффективного диаметра D_{cap} (L_{1ch}) проводился по формулам:

$$\gamma > 0° \begin{cases} D_{cap} = 2D\cos\omega = 2 \cdot R \cdot \cos(90° - \gamma) \\ \text{или} \\ D_{cap} = L_{1ch} = 2 \cdot \sin \cdot \dfrac{l_{arc}}{2R} \cdot R. \end{cases} \tag{15}$$

В экспериментах использовали станок с ЧПУ DMG DMU 50 (управляющая система Heidenhain). Шероховатость поверхности после обработки измеряли при помощи профилометра-профилографа-контурографа Surfcom 1800D. В соответствии с действующими стандартами[1] проводили измерения по различным трассам. Для нахождения максимальных значений параметров шероховатости поверхности использовали 50 % Гауссовой фильтрации. Виброакустическая диагностика выполнялась согласно ГОСТ Р ИСО 7919-3-99[2] с применением анализатора спектра ZetLab 017-U2. В качестве выходной оценки эффективности обработки использовали амплитуду A вибраций шпиндельного узла (мм), изменяющуюся со временем (t, с).

[1] ГОСТ 27964-88. Измерение параметров шероховатости. Термины и определения. М., 2018. 13 с.

[2] ГОСТ Р ИСО 7919-3-99. Контроль состояния машин по результатам измерений вибраций на вращающихся валах. М., 2000. 12 с.

Результаты исследования. Эксперимент показал, что реальная шероховатость поверхности существенно отличается от данных теоретических моделей — результатов кинематико-геометрической проекции инструмента на заготовку. В настоящее время растут востребованность в деталях пространственно-сложной конфигурации и запросы к качеству поверхности. В этой связи стоит сфокусироваться на требованиях предсказуемости результатов механической обработки, выраженных в том числе показателями шероховатости.

В таблице 1 и 2 представлены результаты эксперимента амплитудных параметров шероховатости, описанных в ГОСТ Р ИСО 4288[3].

Таблица 1

Параметры шероховатости в зависимости от направления обработки сфероцилиндрическим инструментом при попутном фрезеровании

	Амплитудные параметры шероховатости, μm					
Угол, °	*Ra*	*Rq*	*Rz*	*Rt*	*Rp*	*Rv*
10	0,457	0,569	2,912	5,000	1,671	1,240
20	0,597	0,735	3,936	5,159	2,335	1,600
30	0,449	0,561	3,007	4,960	1,808	1,200
40	0,479	0,590	3,232	4,239	1,823	1,407
50	0,787	1,027	6,615	12,68	4,119	2,496

Таблица 2

Параметры шероховатости в зависимости от направления обработки сфероцилиндрическим инструментом при встречном фрезеровании

	Амплитудные параметры шероховатости, μm					
Угол, °	*Ra*	*Rq*	*Rz*	*Rt*	*Rp*	*Rv*
10	0,806	1,006	4,776	5,960	2,776	2,000
20	0,752	0,935	5,207	6,440	2,847	2,359
30	0,509	0,647	3,727	5,239	2,223	1,503
40	0,628	0,805	4,832	7,400	2,912	1,919
50	0,730	0,915	5,111	7,639	3,039	2,072

Анализируя данные таблиц 1 и 2, отметим, что превалирующее влияние на «высоту» шероховатости оказывает направление резания. Количественное значение амплитудных параметров «ниже» при попутном фрезеровании. Далее будем говорить только о таком фрезеровании.

На основании данных таблицы 1 провели корреляционный анализ и составили коррелограмму (рис. 3). Выявленные зависимости соотносимы с результатами работ [28, 29].

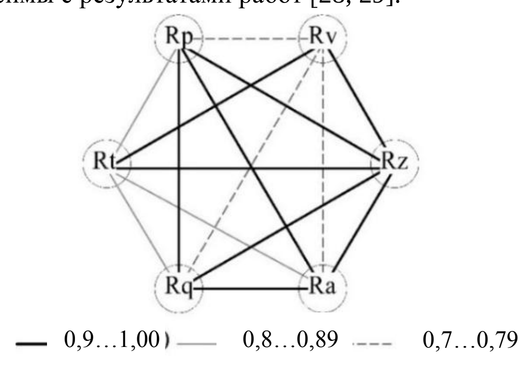


Рис. 3. Коррелограмма амплитудных параметров шероховатости после фрезерования в попутном направлении

Уравнения, полученные в ходе корреляционного анализа, помогают отойти от прямого нормирования параметров шероховатости. При этом аналитические зависимости способствуют минимизации числа контролируемых факторов. Это снижает трудоемкость перехода к мониторингу звуковых колебаний в реальном времени.

[3] ГОСТ Р ИСО 4287-2014. Геометрические характеристики изделий (GPS). Структура поверхности. Профильный метод. Термины, определения и параметры структуры поверхности. М., 2015. 20 с.

В представленном исследовании рассчитаны силы резания (Fx, Fy, Fz) (рис. 4). Видно, что угол наклона поверхности γ существенно влияет на силы резания.

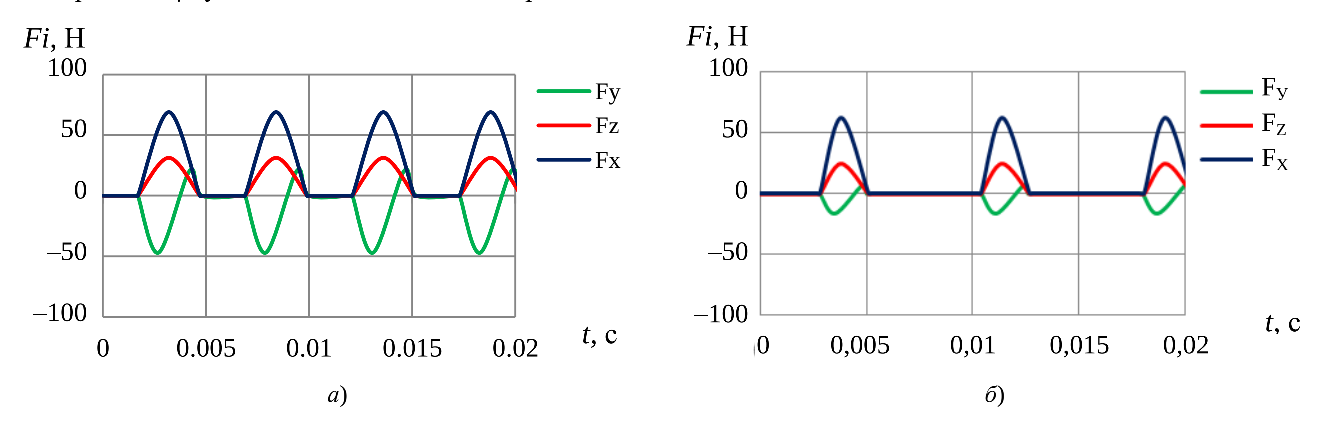


Рис. 4. Силы резания, рассчитанные для: *а* — γ = 10; *б* — γ = 40°

Полученные данные позволили установить, что силы уменьшаются с увеличением угла наклона инструмента от 10° до 40°. Кроме того, сила Fx наиболее чувствительна при изменении угла наклона поверхности. Отметим также, что силы резания, рассчитанные по вышеупомянутой методике, хорошо согласуются с полученными эмпирическими результатами работ [6, 17, 24, 26, 27, 30] .

С ростом угла γ уменьшается предельная площадь погружения инструмента в заготовку (определяемая рабочим углом и активным числом зубьев z_c). Следовательно, при чистовом фрезеровании сфероцилиндрическим инструментом могут присутствовать «пульсирующие» силы, поскольку для угла наклона поверхности γ > 0° число активных зубьев часто меньше единицы (z_c < 1).

Чтобы установить z_c, проанализировали звуковые колебания в ходе резания. Авторы работы [31] предложили разделить спектр колебаний рабочих органов на диапазоны:

– 20…300 Гц — низкочастотный,

– 300…1500 Гц — среднечастотный,

– 1500 Гц и более — высокочастотный.

Экспериментально полученный диапазон звуковых колебаний представлен на рис. 5.

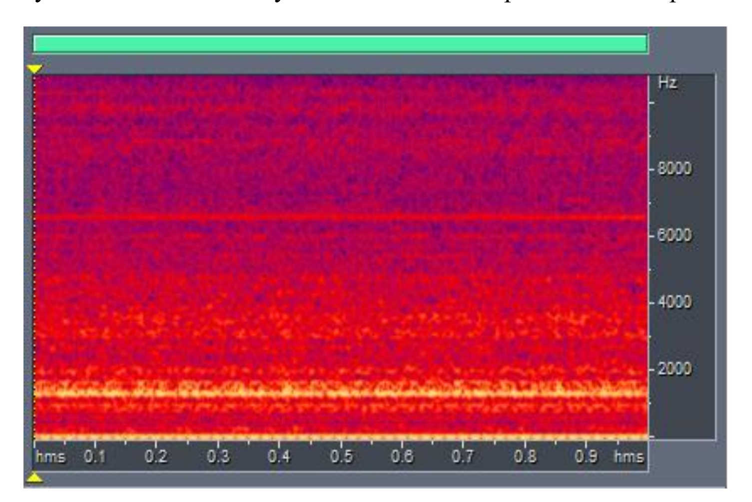


Рис. 5. Экспериментально полученный спектральный вид звуковой волны (сегмент равен 1 сек)

К низкочастотному диапазону следует отнести колебания установочных элементов и приводов подачи, к средним и высоким — частоту инструмента, шпинделя и др. В данной работе с точки зрения акустической диагностики определены оптимальные режимы резания, поддерживающие устойчивую работу технологической системы.

Предварительно определили частоту, соответствующую частоте резания (рис. 6). Применили фильтрацию к звуковым колебаниям при:

– перемещении шпиндельного узла (Y, Z),

– вращении (n),
– перемещении стола (X),
– шуме в лаборатории.

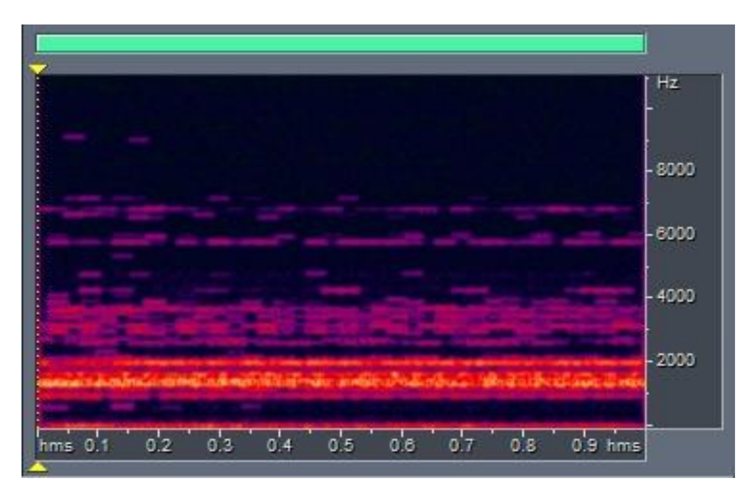


Рис. 6. Спектральный вид звуковой волны после фильтрации (сегмент равен 1 сек)

Стоит отметить некоторый разброс значений (рис. 6), связанный с огромным количеством факторов, которые сложно исключить при проведении натурного эксперимента.

Середина выраженного диапазона частот, представленных на рис. 5, соответствует вращению 1500 об/мин с наклоном инструмента 40°. Акустическая диагностика подтвердила, что резание шло практически непрерывно, т. е. без ударных «пульсирующих» нагрузок. Последняя ситуация представлена на рис. 7. Здесь выделенное время оценки составляет 0,5 с, количество периодов — 25.

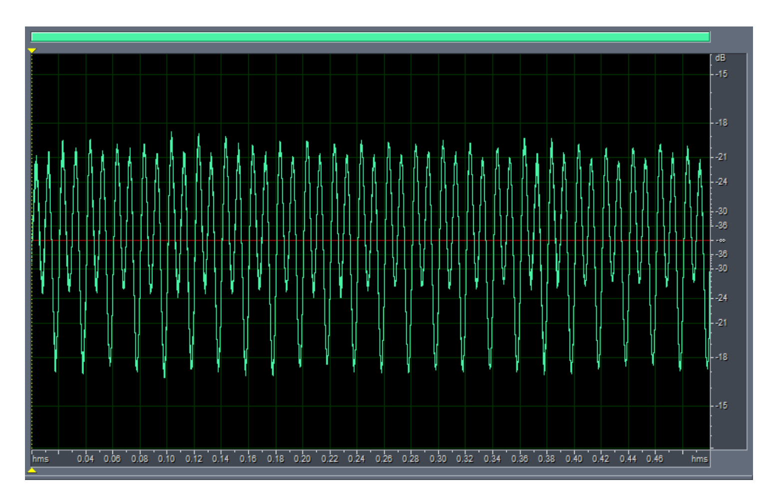


Рис. 7. Фильтрованный фрагмент звуковой волны, которая основана на звуке резания при γ = 40° (сегмент равен 1/2 сек)

На рис. 7 представлена неоднозначно интерпретируемая звуковая волна. Однако ее довольно просто охарактеризовать, если углубиться в сущность механической обработки фрезерованием. При попутном фрезеровании и скруглении режущей кромки пластические деформации металла с остаточными напряжениями остаются на обработанной поверхности. Даже при должной подаче СОЖ в поверхностных слоях материала возникают температурные деформации и искажают кристаллическую решетку (остаточные напряжения III рода). Наряду с этим после удаления инструмента растянутые верхние слои металла приобретают остаточные напряжения сжатия. Если описывать механообработку со стороны кинематики процесса, стоит отметить фактор снятия стружки, а именно величину Θ_2 — угол резания материала с наклоненным шпинделем в попутном направлении (рис. 8).

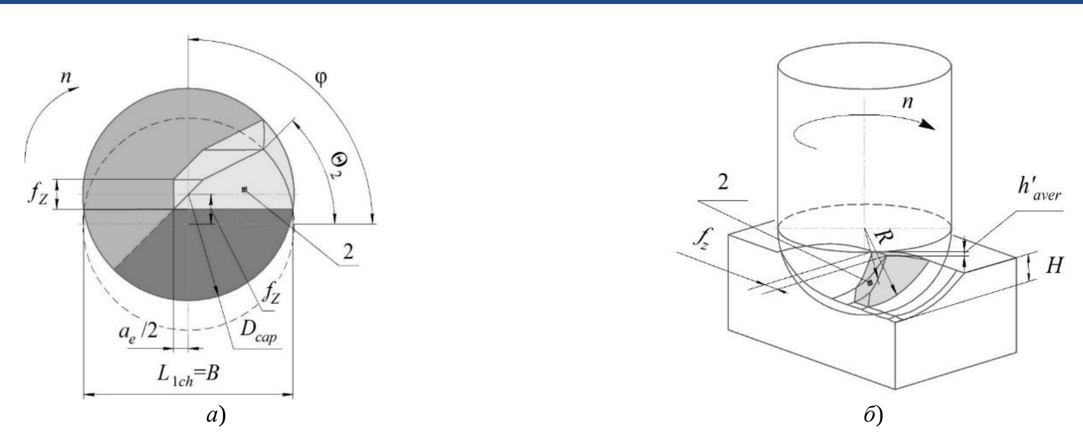


Рис. 8. Срезаемый при механообработке сегмент 2: *а* — вид сверху; *б* — проекция срезаемого сегмента [16]

Уточним, что инструмент режет в зоне 2. Полученные данные подтверждаются результатами моделирования, но рассмотрены для идеального случая.

Наряду с указанными факторами теоретические и эмпирические расхождения часто вызваны вибрациями, связанными с отклонением и износом инструмента, а также с геометрией зоны резания. На рис. 7 прослеживается процесс подрезания материала заготовки *j*-м зубом инструмента, который наряду с другими факторами определяет столь интересную форму полученной волны.

В дополнение к вышесказанному на рис. 9 представлены зависимости, которые показывают, что при уменьшении амплитуды вибраций увеличивается угол наклона от 10° до 40°.

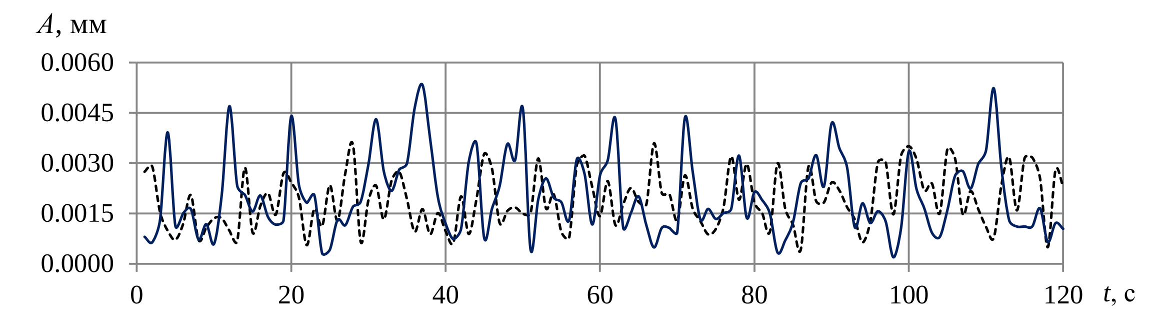


Рис. 9. Амплитуды колебаний в зависимости от угла наклона поверхности: сплошная линия — 10°, пунктирная — 40°

М. Р. Гимадеев и В. В. Гусляков[4] проанализировали международную практику профильной оценки шероховатости поверхности. Авторы работы [32] выдвинули предложения по переходу на трехмерную оценку. В представленном исследовании для составления комплексной оценки измерения шероховатости проводились в ортогональной системе координат.

Анализ полученных профилограмм (рис. 10) позволяет сделать заключение о регулярности микрорельефа поверхности после обработки сфероцилиндрической концевой фрезой. При этом нецелесообразно учитывать шероховатость инструмента, так как ее проявления незначительны. Некоторое дополнительное увеличение шероховатости наблюдается в направлении бокового шага a_e, что подтверждает увеличение упругих отжатий инструмента. Об этом свидетельствуют представленные профилограммы, где периоды профиля (расстояние впадин и выступов) соответствуют заданной величине подачи fz = 0,2 мм/зуб.

[4] Гимадеев М. Р. Анализ зарубежного опыта при фрезеровании сфероцилиндрическим инструментом // Информационные технологии XXI века. Хабаровск, 2019. С. 330–334.

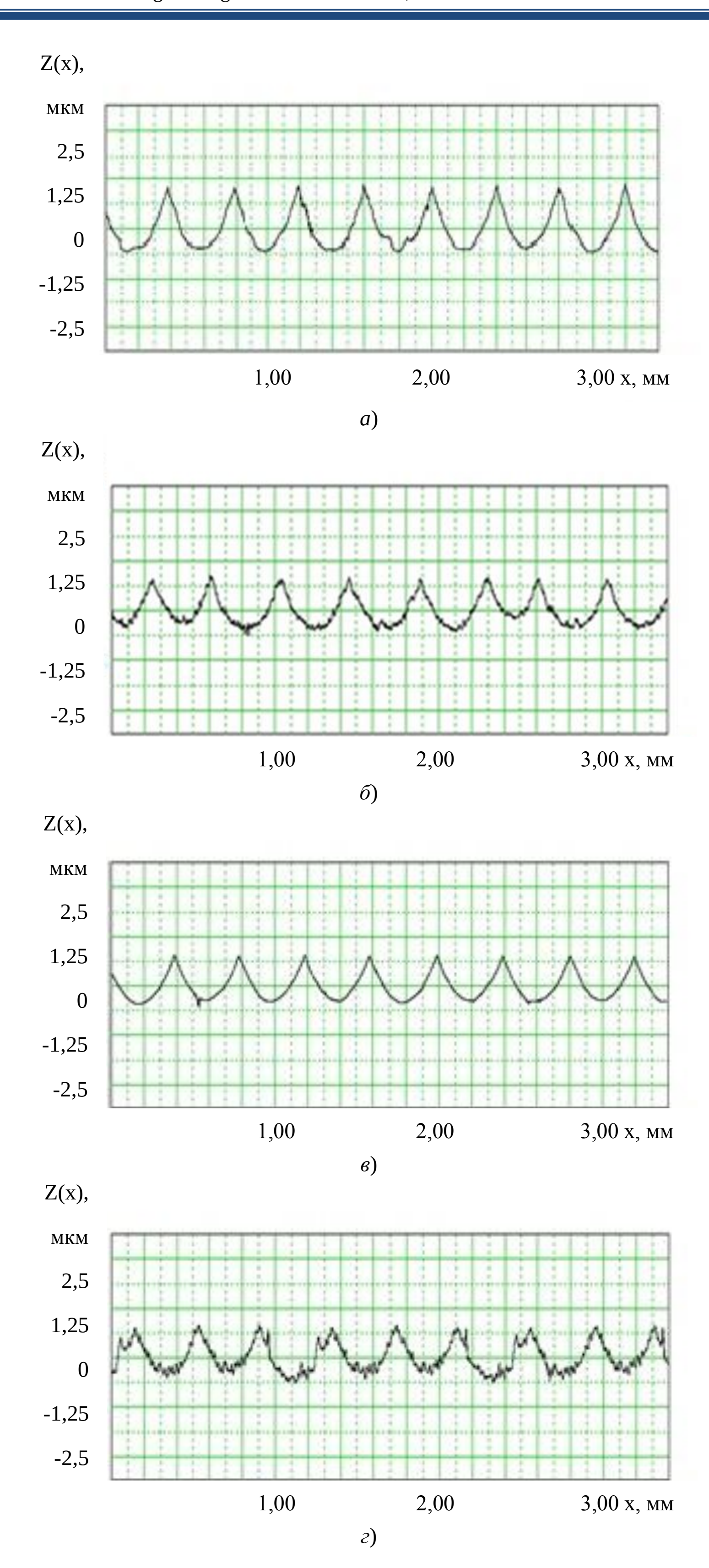


Рис. 10. Профилограммы поверхностей после фрезерования с различными углами наклона: *а* — γ: γ = 10°, направление f_z; *б* — γ = 10°, направление a_e; *в* — γ = 40°, направление f_z; *г* — γ = 40°, направление a_e

Фотомикроскопические изображения обработанной поверхности имеют очевидную гексагональную форму (рис. 11). Качество обработанной поверхности в направлении бокового шага a_e может снижаться из-за отжатия режущего инструмента и возрастания амплитуды колебаний технологической системы при фрезеровании. Это подтверждают результаты виброакустической диагностики.

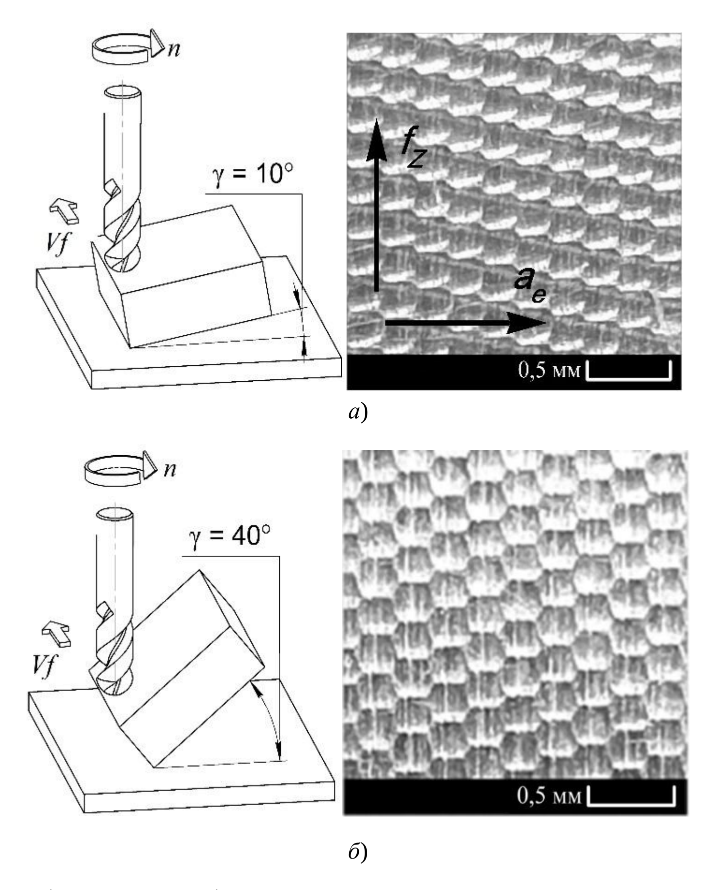


Рис. 11. Схема фрезерования и фото обработанной поверхности при: *а* — γ = 10; *б* — γ = 40

Еще раз подчеркнем, что результаты экспериментов соотносятся с данными, полученными многими авторами, и согласуются с теориями упругости, формообразования, резания материалов и технологией машиностроения.

Обсуждение и заключения. Изучено влияние угла наклона обрабатываемой поверхности на силы резания, вибрации и параметры микрорельефа. Создана модель силы резания и вибрации, включающая кинематико-геометрические параметры. Исследование показало, что количественно и качественно силы резания и колебания режущего инструмента зависят от угла наклона поверхности.

Анализ экспериментальных данных позволил выявить при увеличении угла наклона до 30–40° тенденцию к снижению амплитудных параметров шероховатости на 10–20 %. Качество обработанной поверхности снижается из-за упругого отжатия сфероцилиндрического инструмента и возрастания амплитуды колебаний технологической системы.

Установлено, что силы растут в направлении $a_e(X)$ и $fz(Y)$ при γ > 40°. Это можно объяснить распределением составляющих силы резания вдоль режущей кромки, которое зависит от наклона поверхности.

Полученные авторами решения задач мониторинга и анализа параметров шероховатости за счет акустической диагностики позволяют существенно сократить объем экспериментальных исследований. Такой подход дает возможность значительно снизить затраты материальных ресурсов и времени на механическую обработку изделий. Результаты экспериментов представляют практический интерес и уточняют сведения о формировании микрорельефа, в том числе о параметрах шероховатости при механической обработке резанием. Необходима более детальная проработка предложенного метода акустической диагностики.

Список литературы

1. Vijiakumar. S. Jatti. Machine learning based predictive modeling of ball nose end milling using exogeneous autoregressive moving average approach / Vijiakumar S. Jatti, Ravi Sekhar, Pritesh Shah // In: Proc. 2021 12th IEEE Int. Conf. on Mechanical and Intelligent Manufacturing Technologies (ICMIMT). — 2021. — P. 68–72. https://doi.org/10.1109/ICMIMT52186.2021.9476067

2. Zhou Lingli. Research and development of fungus shaped blade root CAM software based on VB / Zhou Lingli, Liu Guoqing, Xiong Xiaocong // In: Proc. 2021 4th IEEE Int. Conf. on Pattern Recognition and Artificial Intelligence (PRAI). — 2021. — P. 291–295. https://doi.org/10.1109/PRAI53619.2021.9551076

3. Koichi Akazawa. Study on regenerative chatter vibration in ball end milling of flexible workpieces / Koichi Akazawa, Eiji Shamoto // In: Proc. 2008 IEEE Int. Symposium on Micro-Nano Mechatronics and Human Science. — 2008. — P. 1–6. https://doi.org/10.1109/MHS.2008.4752412

4. Xiurong Zhu. Process analysis and parameter optimization of five axis NC machine for machining complex curved surface impellers / Xiurong Zhu, Yeu Wang // In: Proc. 2019 IEEE Int. Conf. on Intelligent Transportation, Big Data & Smart City (ICITBS). — 2019. — P. 122–124. https://doi.org/10.1109/ICITBS.2019.00036

5. Salami, R. Feed rate optimization for 3-axis ball-end milling of sculptured surfaces / R. Salami, M. H. Sadeghi, B. Motakef // International Journal of Machine Tools & Manufacture. — 2007. — Vol. 47. — P. 760–767. https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2006.09.011

6. The simulation of cutting force of free-form surface machining with ball-end milling cutter / Lei Shi, En Fu Liu, Yi Zhang [et al.] // In: Proc. 2009 IEEE Int. Conf. on Industrial Engineering and Engineering Management. — 2009. — P. 2314–2318. https://doi.org/10.1109/IEEM.2009.5373028

7. Altintas, Y. Mechanics and dynamics of ball end milling / Y. Altintas, P. Lee // Journal of Manufacturing Science and Engineering. — 1998. — Vol. 120. — P. 684–692. https://doi.org/10.1115/1.2830207

8. Influence of vibration amplitude on tool wear during ball end milling of hardened steel / A. V. Anstev, Ngon Dang Thien, Trong Dang Huu, E. S. Yanov // In: Proc. 2018 4th IEEE Int. Conf. on Green Technology and Sustainable Development (GTSD). — 2018. — P. 232–236. https://doi.org/10.1109/GTSD.2018.8595567

9. Spatial statistical analysis and compensation of machining errors for complex surfaces / Yueping Chen, Jian Gao, Haixiang Deng [et al.] // Precision Engineering. — 2013. — Vol. 37. — P. 203–212. https://doi.org/10.1016/j.precisioneng.2012.08.003

10. Vila, C. Study of different cutting strategies for sustainable machining of hardened steels / C. Vila, J. V. Abellán-Nebot, H. R. Siller-Carrillo // Procedia Engineering. — 2015. — Vol. 132. — P. 1120–1127. https://doi.org/10.1016/j.proeng.2015.12.604

11. Thakre, A. A. Optimization of milling parameters for minimizing surface roughness using Taguchi's Approach / Avinash A. Thakre // International Journal of Emerging Technology and Advanced Engineering. — 2013. — Vol. 3. — P. 226–230.

12. Amal, T. S. Machining parameters optimization in end milling of Ti6Al4V using Taguchi method / T. S. Amal, V. Vidya, A. K. Abraham // International Journal of Research in Engineering and Technology. — 2015. — Vol. 3. — P. 31–40.

13. Optimization of milling parameters of EN8 using Taguchi methodology / R. Ashok Raj, T. Parun, K. Sivaraj, T. T. M. Kannan // International Journal of Mechanical Engineering and Robotics Research. — 2013. — Vol. 2. — P. 202–208.

14. Study of the milling strategy on the tool life and the surface quality for knee prostheses / M. Boujelbene, P. Abellard, E. Bayraktar, S. Torbaty // Journal of Achievements in Materials and Manufacturing Engineering. — 2008. — Vol. 31. — P. 610–615.

15. Choubey, A. Optimization of process parameters of CNC milling machine for mild steel using Taguchi design and Single to Noise ratio Analysis / A. Choubey, V. Chaturvedi, J. Vimal // International Journal of Engineering Research and Technology. — 2012. — Vol. 1. — P. 1–12.

16. Gimadeev, M. R. Cutting Forces and Roughness During Ball End Milling of Inclined Surfaces / M. R. Gimadeev, V. A. Stelmakov, V. V. Gusliakov // In: Proc. the 6th International Conference on Industrial Engineering — 2021. — Vol. II. — P. 926–937. https://doi.org/10.1007/978-3-030-54817-9_107

17. Predictive force model for ball-end milling and experimental validation with a wavelike form machining test / M. Fontaine, A. Devillez, A. Moufki, D. Dudzinski // International Journal of Machine Tools & Manufacture. — 2006. — Vol. 46. — P. 367–380. https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2005.05.011

18. Cutting force estimation in sculptured surface milling / A. Lamikiz, L. N. López de Lacalle, J. A. Sánchez, M. A. Salgado // International Journal of Machine Tools & Manufacture. — 2004. — Vol. 44. — P. 1511–1526. https://doi.org/10.1016/j.ijmachtools.2004.05.004

19. Altintaş, Y. A general mechanics and dynamics model for helical end mills / Y. Altintaş, P. Lee // CIRP Annals. — 1996. — Vol. 45. — P. 59–64. https://doi.org/10.1016/S0007-8506(07)63017-0

20. Bouzakis, K. D. Determination of the chip geometry, cutting force and roughness in free form surfaces finishing milling, with ball end tools / K. D. Bouzakis, P. Aichouh, K. Efstathiou / International Journal of Machine Tools & Manufacture. — 2003. — Vol. 43. — P. 499–514. https://doi.org/10.1016/S0890-6955(02)00265-1

21. Радзевич, С. П. Формообразование поверхностей деталей. Основы теории / С. П. Ралзевич. — Киев : Растан, 2001. — 592 с.

22. Гимадеев, М. Р. Обеспечение качества поверхности при механообработке сложнопрофильных деталей / М. Р. Гимадеев, В. М. Давыдов // Технология машиностроения. — 2018. — № 11. — С. 9–16.

23. Toh, C. K. A study of the effects of cutter path strategies and orientations in milling / C. K. Toh // Journal of Materials Processing Technology. — 2004. — Vol. 152. — P. 346–356. https://doi.org/10.1016/j.jmatprotec.2004.04.382

24. Cutting force prediction for ball nose milling of inclined surface / K. V. R. Subrahmanyam, Wong Yoke San, Geok-Soon Hong, Huang Sheng // The International Journal of Advanced Manufacturing Technology. — 2010. — Vol. 48. — P. 23–32. https://doi.org/10.1007/s00170-009-2275-5

25. Modeling of cutter displacements during ball end milling of inclined surfaces / S. Wojciechowski, T. Chwalczuk, P. Twardowski, G. M. Krolczyk // Archives of Civil and Mechanical Engineering. — 2015. — Vol. 15. — P. 798–805. https://doi.org/10.1016/j.acme.2015.06.008

26. Пономарев, Б. Б. Влияние ориентации инструмента на силы резания при концевом фрезеровании / Б. Б. Пономарев, Ши Хьен Нгуен // Известия высших учебных заведений. Машиностроение. — 2019. — № 3 (708). — С. 11–20. https://doi.org/10.18698/0536-1044-2019-3-11-20

27. Пономарев, Б. Б. Моделирование и анализ влияния условий обработки на силы резания при концевом фрезеровании / Б. Б. Пономарев, Ш. Х. Нгуен // Современные технологии. Системный анализ. Моделирование. — 2018. — Т. 59, № 3. — С. 8–16. https://doi.org/10.26731/1813-9108.2018.3(59).8-16

28. Гимадеев, М. Р. Корреляционные связи показателей шероховатости при фрезеровании сферическим инструментом / М. Р. Гимадеев, В. М. Давыдов // Тяжелое машиностроение. — 2018. — № 9. — С. 24–29.

29. Формирование параметров шероховатости на основе корреляционных связей при чистовом фрезеровании пространственно-сложных поверхностей / В. М. Давыдов, М. Р. Гимадеев, А. В. Никитенко, А. В. Сарыгин // Упрочняющие технологии и покрытия. — 2019. — Т. 15, № 6 (174). — С. 243–248.

30. Пономарев, Б. Б. Выбор оптимальных параметров стратегии фрезерования поверхностей сложной формы / Б. Б. Пономарев, Д. Б. Пайкин // Вестник ИрГТУ. — 2010. — № 6 (46). — С. 52–56.

31. Аршанский, М. М. Вибродиагностика и управление точностью обработки на металлорежущих станках / М. М. Аршанский, В. П. Щербаков. — Москва : Машиностроение, 1983. — 136 с.

32. Анализ международной практики профильной и трехмерной оценки шероховатости поверхности / В. М. Давыдов, В. В. Заев, П. Н. Паночевный [и др.] // Ученые заметки ТОГУ. — 2013. — Т. 4, № 4. — С. 1061–1074.

Поступила в редакцию 25.04.2022
Поступила после рецензирования 05.05.2022
Принята к публикации 11.05.2022

Об авторах:

Гимадеев Михаил Радикович, доцент кафедры «Технологическая информатика и информационные системы» Тихоокеанского государственного университета (680035, РФ, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136), кандидат технических наук, ScopusID, ORCID, 009063@pnu.edu.ru.

Ли Андрей Александрович, ассистент кафедры «Технологическая информатика и информационные системы» Тихоокеанского государственного университета (680035, РФ, г. Хабаровск, ул. Тихоокеанская, 136), ORCID, 011864@pnu.edu.ru.

Заявленный вклад соавторов:

М. Р. Гимадеев — постановка целей и задач исследования, формулирование основной концепции, методическое описание уравнений, анализ результатов исследований, подготовка текста, корректировка выводов. А. А. Ли — планирование эксперимента, решение задач исследования, проведение эксперимента и расчетов, доработка текста, формулирование выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE






УДК 62-19 Научная статья
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141



Определение динамических характеристик шестерённого насоса по методу вариации нагрузок с использованием специальных стендовых систем

В. И. Санчугов, П. Д. Рекадзе

Самарский национальный исследовательский университет имени академика С. П. Королева, Российская Федерация, г. Самара, ул. Московское шоссе, 34
✉ Rekadze1993@gmail.com

Аннотация
Введение. Пульсации рабочей среды в гидросистемах станков, системах топливоподачи авиационных двигателей и подачи жидкостного ракетного двигателя являются одним из главных факторов возникновения вибрации агрегатов, приводящей к усталостному разрушению корпусов элементов, трубопроводов и выходу из строя элементов насосов. Целью работы являлись реализация метода определения динамических характеристик объёмного насоса с использованием специальных стендовых систем и сравнение результатов расчёта с экспериментальными данными. Описаны этапы расчёта динамических характеристик объёмного насоса с учётом разработанных ранее специальных стендовых систем на примере шестерённого насоса внешнего зацепления производительностью 14 см^3/об. Показана реализация метода вариации нагрузок В. П. Шорина с использованием разработанных авторами специальных стендовых систем с заранее определёнными динамическими характеристиками. Излагаются основные этапы методики определения динамических характеристик шестеренного насоса.

Материалы и методы. В работе применены методы спектрального анализа пульсирующего давления. Пульсации расхода жидкости на выходе из насоса определялись с помощью импедансного метода, метода вариации нагрузок и специальных стендовых систем.

Результаты исследования. В работе реализована методика определения динамических характеристик шестеренного насоса в диапазоне оборотов приводного вала 500–2500 об/мин для четырёх гармонических составляющих спектра колебаний в широком диапазоне динамических нагрузок (от инерционного до емкостного характера). Представлен анализ стендовых систем, приводящих к расчёту динамических характеристик насоса с минимальной погрешностью на основании условия согласования динамической нагрузки и источника колебаний. Проведена проверка разработанного подхода к оценке динамических характеристик насоса посредством сравнения расчётных и экспериментальных данных пульсаций давления в стендовых системах с дросселем, полостью и протяжённым трубопроводом на выходе насоса.

Обсуждение и заключения. Реализован метод определения динамических характеристик объёмного насоса с использованием разработанных авторами специальных стендовых систем. Результаты исследований показывают, что исследуемый шестерённый насос может рассматриваться как независимый источник колебаний расхода, для которого отклонение собственных динамических характеристик от средних значений не превышает 10 % по первой гармонической составляющей.

Ключевые слова: объёмный насос, метод вариации нагрузок, стендовые системы, источник колебаний расхода, динамические характеристики насоса, независимый источник колебаний, пульсации расхода, импеданс.

Финансирование: работа второго автора выполнена по теме № FSSS-2020-0015 в рамках выполнения госзадания Минобрнауки России.

Для цитирования: Санчугов, В. И. Определение динамических характеристик шестерённого насоса по методу вариации нагрузок с использованием специальных стендовых систем / В. И. Санчугов, П. Д. Рекадзе // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 130–141. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141

Original article

Determination of the dynamic characteristics of a gear pump by the load variation method using special bench systems

Valeriy I. Sanchugov , Pavel D. Rekadze ✉
Samara National Research University, 34, Moskovskoye Shosse,Samara, Russian Federation
✉ Rekadze1993@gmail.com

Abstract
Introduction. Some of the major factors in the occurrence of vibration of units, causing fatigue failure of the housings of elements, pipelines, and failure of pump elements, are pulsations of the working medium in the hydraulic systems of machine tools, fuel feed systems of aircraft engines and liquid-propellant engine supply. This study aimed at the implementation of a method for determining the dynamic characteristics of a volumetric pump using special bench systems, and the comparison of the calculation results to the experimental data. The stages of calculating the dynamic characteristics of a volumetric pump were described, taking into account the pre-developed special bench systems on the example of an external gear pump with a capacity of 14 cm^3/rev. The implementation of V. P. Shorin's load variation method using special bench systems developed by the authors with predetermined dynamic characteristics was shown. The main stages of the methodology for determining the dynamic characteristics of a gear pump were described.
Materials and Methods. Methods of spectral analysis of pulsating pressure were applied in the work. Pulsations of fluid flow at the pump outlet were determined using the impedance method, the method of load variation, and special bench systems.
Results. The paper implemented a technique for determining the dynamic characteristics of a gear pump in the drive shaft speed range of 500-2500 rpm for four harmonic components of the vibration spectrum in a wide range of dynamic loads (from inertial to capacitive nature). The bench systems yielding the calculation of the dynamic characteristics of the pump with a minimum error based on the condition of matching the dynamic load and the source of vibrations were analyzed. The developed approach to the evaluation of the dynamic characteristics of the pump was verified through comparing the calculated and experimental data of pressure pulsations in the bench systems with choke, cavity and an extended pipeline at the pump outlet.
Discussion and Conclusions. The method for determining the dynamic characteristics of a volumetric pump was implemented using special bench systems developed by the authors. The research results show that the gear pump under study can be considered as an independent source of flow fluctuations, for which the deviation of its own dynamic characteristics from the average values does not exceed 10% for the first harmonic component.

Keywords: volumetric pump, load variation method, bench systems, source of flow fluctuations, pump dynamic characteristics, independent source of fluctuations, flow pulsations, impedance.

Funding information: the research of the second author was carried out on theme no. FSSS-2020-0015 within the frame of the government task of the Ministry of Education and Science of the Russian Federation.

For citation: V. I. Sanchugov, P. D. Rekadze. Determination of the dynamic characteristics of a gear pump by the load variation method using special bench systems. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 130–141. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-130-141

Введение. Основные недостатки насосов заключаются в сопровождаемом их работу акустическом шуме, вибрации корпуса, присоединенных трубопроводов и возникающих вследствие этого разрушениях конструкции.

Традиционный путь совершенствования конструкций насосов, используемый в машиностроении и заключающийся в сглаживании неравномерности течения жидкости, затруднен отсутствием средств прямого измерения расхода жидкости на выходе насоса. Это ограничивает любую экспериментальную оценку эффективности конструктивно-доводочных работ по насосам. Кроме того, это ограничивает аналитическое описание насоса как источника колебаний, необходимое разработчикам гидросистем для обеспечения требуемого динамического качества самих систем.

По этой причине исследования, связанные с моделированием динамических процессов в гидромеханических системах [1, 2] и применением новых подходов к решению задач динамики гидравлических систем [3, 4] на основе физических принципов, имеют актуальность.

Материалы и методы. Представлена реализация метода вариации нагрузок В. П. Шорина [4], заключающаяся в том, что определяются пульсации давления за насосом, взаимодействующим с несколькими стендовыми системами, динамические характеристики которых рассчитаны заранее. Далее обработанные амплитудно-частотные характеристики давления с использованием импеданса стендовых систем пересчитываются в собственные динамические характеристики насоса — пульсационную производительность и импеданс. Развитие подхода состоит в том, что предложены специальные стендовые системы, учитывающие соединительные штуцеры, переходники и внутренние каналы насоса, что позволяет точнее определять динамические характеристики насосов, а также осуществлять проверку применимости используемой модели насоса в виде эквивалентного источника колебаний.

Результаты исследования

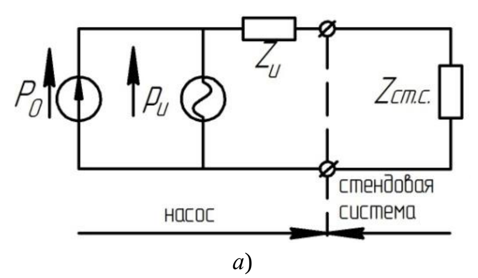
Методика определения динамических характеристик шестеренного насоса

В Самарском университете разработана расчетно-экспериментальная методика определения динамических характеристик шестеренного насоса (пульсационной производительности и импеданса), которая базируется на исследованиях Л. Тевенена, Э. Нортона и В. П. Шорина [5, 6]. Разработанная методика включает в себя следующие основные этапы: создание моделей и расчет динамических характеристик специальных стендовых систем; экспериментальное определение пульсаций давления на выходе насоса; расчет спектра возбуждаемых колебаний в различных стендовых системах; определение аппроксимирующих зависимостей для отдельных гармонических составляющих; расчёт собственных динамических характеристик насоса (пульсационной производительности и импеданса); оценка независимости (стабильности) динамических характеристик насоса от характеристик стендовых систем; проверка применимости используемой модели насоса в виде эквивалентного источника колебаний расхода (или давления). Далее приведен пример реализации предложенной методики с использованием шестерённого насоса внешнего зацепления удельной производительностью 14 см^3/об.

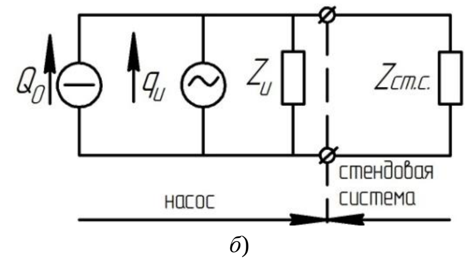
Модели и расчет динамических характеристик специальных стендовых систем

Рассмотрены базовые варианты стендовых систем на выходе жидкости при испытаниях насосов. В сосредоточенных параметрах стендовая система может реализовывать активную расходно-зависимую, инерционную и упругую нагрузки. В распределённых параметрах стендовая система может быть реализована в виде протяжённого цилиндрического трубопровода, реализующего активную частотно-независимую неотражающую нагрузку.

Модели насоса в виде эквивалентных источников колебаний расхода (ЭИКР) или давления (ЭИКД) определяются с использованием источника постоянного расхода Q_0, идеального источника колебаний давления p (или расхода q) и внутреннего импеданса Z_u [4]. На рис. 1 представлены модели насоса в виде эквивалентного источника колебаний давления (и расхода) с присоединенной системой.



а)

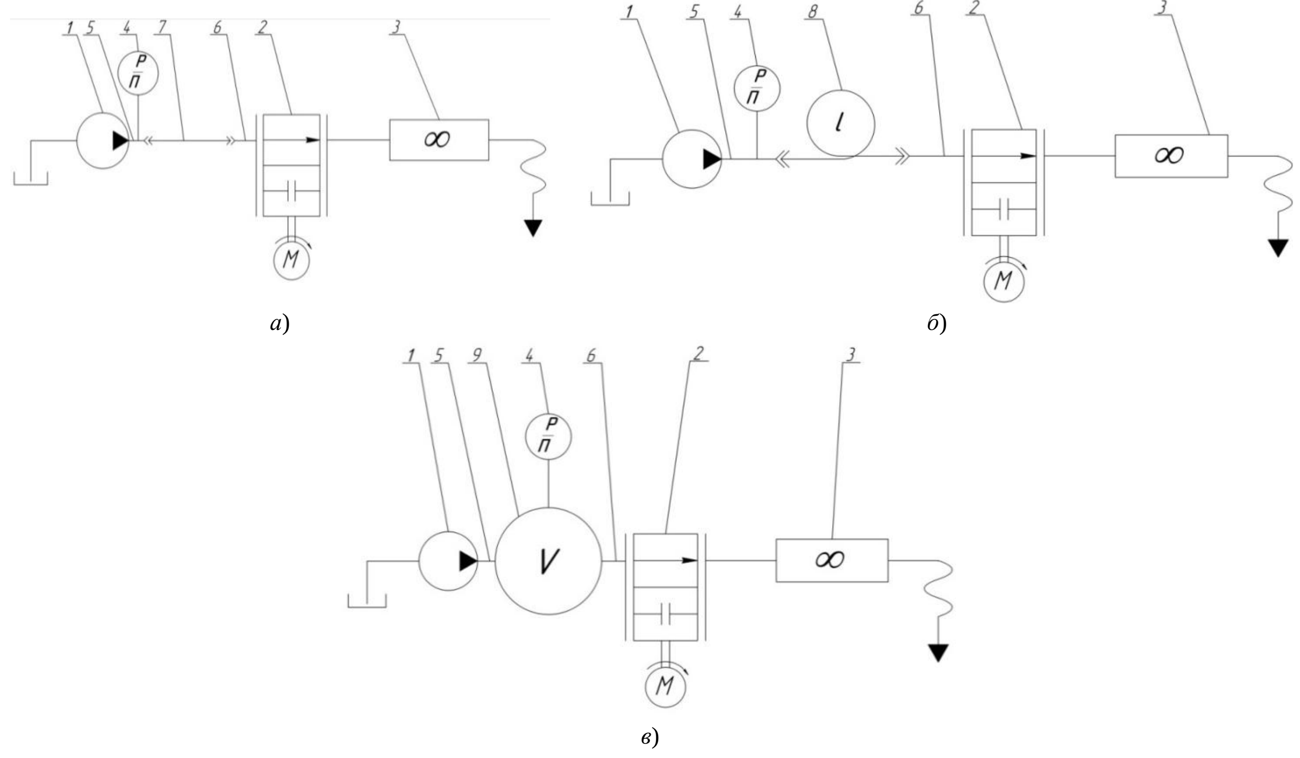


б)

Рис. 1. Модели насоса в виде эквивалентного источника колебаний: *а* — давления; *б* — расхода с присоединенной системой: Q_0, P_0 — средний расход и давление; $p_И, q_И$ — собственная пульсационная производительность насоса по давлению и расходу, $Z_u, Z_{ст.с.}$ — импеданс насоса и стендовой системы (адаптировано из [4])

При этом задачей выбора стендовой системы является обеспечение таких параметров системы, при которых реализуются наилучшие условия высокой точности измерений. Задачу выбора параметров присоединенной системы необходимо проводить при изменении импеданса в диапазоне от -∞ до +∞.

Принципиальные схемы стендовых систем представлены на рис. 2.



а)   *б*)   *в*)

Рис. 2. Принципиальные схемы стендовых систем для определения собственных динамических характеристик насосов: *а* — с активной дроссельной нагрузкой; *б* — с активной неотражающей нагрузкой; *в* — емкостной нагрузкой: 1 — испытуемый насос; 2 — нагрузочный дроссель; 3 — расходомер; 4 — датчик давления; 5, 6 — соединительные штуцеры; 7 — магистраль; 8 — протяжённый трубопровод; 9 — полость

Расчётные модели импедансов специальных стендовых систем:

– с активной дроссельной нагрузкой (дроссель):

$$Z_{ст.с.k}\left(Q_0, f\right) = \sqrt{(Z_{др}\left(Q_0\right) + ReZ_{тр}\left(Q_0\right))^2 + \left(2\pi f_k \frac{\rho l_\Sigma}{S_{тр}}\right)^2}\, e^{jarctg\frac{2\pi f_k \frac{\rho l_\Sigma}{S_{тр}}}{Z_{др}\left(Q_0\right) + ReZ_{тр}\left(Q_0\right)}}, \quad (1)$$

– с активной распределенной нагрузкой (протяжённый трубопровод):

$$Z_{ст.с.} = \frac{\rho a}{S_{тр}}, \quad (2)$$

– с емкостной нагрузкой (полость):

$$Z_{ст.с.k}\left(Q_0, f_k\right) = \sqrt{\left(ReZ_{лам}\left(Q_0\right) + ReZ_{турб}\left(Q_0\right) + ReZ_{м.с.}\left(Q_0\right) + Z_{др}\left(Q_0\right)\right)^2 + \left(\frac{\left(2\pi f_k\right)^2 LC - 1}{2\pi f_k C}\right)^2} \, * \quad (3)$$

$$* e^{jarctg\left[\frac{\left(2\pi f_k\right)^2 LC - 1}{2\pi f_k C\left(ReZ_{лам} + ReZ_{турб}\left(f_k\right) + ReZ_{м.с.}\left(f_k\right) + Z_{др}\left(Q_0\right)\right)}\right]}$$

В формулах обозначены: $Z_{др}\left(Q_0\right)$ — импеданс дросселя; $ReZ_{тр}\left(Q_0\right)$ — действительная часть импеданса трубопровода, включающего соединительную магистраль, штуцеры, внутренние каналы в насосе и дросселе; $ReZ_{лам}\left(Q_0\right), ReZ_{турб}\left(Q_0\right), ReZ_{м.с.}\left(Q_0\right)$ — действительная часть импеданса штуцеров и внутреннего канала в насосе и полости при ламинарном, турбулентном течении жидкости за насосом и местных сопротивлениях соответственно; f_k — частота $k-й$ гармонической составляющей спектра колебаний за насосом; ρ — плотность рабочей среды; l_Σ — длина трубопровода, включающая длину магистрали 6, соединительных штуцеров 5 и 7 и внутренних каналов насоса и дросселя (не показаны на рис. 7); $S_{тр}$ — площадь поперечного сечения трубопровода; L — «инерционность» соединительных штуцеров и внутреннего канала в насосе и полости; C — упругость полости; k — номер гармонической составляющей спектра колебаний; j — мнимая единица ($j = \sqrt{-1}$).

С использованием стендовой системы с дросселем на выходе насоса реализованы три инерционно-активные динамические нагрузки, в которых изменялось активное сопротивление изменением площади перекрытия дросселя F_0:

– для стендовой системы №1 площадь перекрытия F_{01}=9,290×10^{-6} м^2,

– для стендовой системы №2 площадь перекрытия F_{02}=7,299×10^{-6} м^2,

– для стендовой системы №3 площадь перекрытия F_{03}=2,247×10^{-5} м^2.

С использованием стендовой системы с полостью на выходе насоса объёмом 2 л реализована инерционно-упругая динамическая нагрузка.

С использованием стендовой системы с протяжённым трубопроводом длиной 106 м реализована активная частотно-независимая нагрузка.

По моделям стендовых систем по формулам (1)–(3) рассчитаны зависимости импеданса (модуля и фазы) от частоты. В таблице 1 для 1-й гармоники приведены функции регрессии модуля импеданса стендовой системы $Z_i(f)$ и фаз $\beta_i(f)$ для анализируемых стендовых систем.

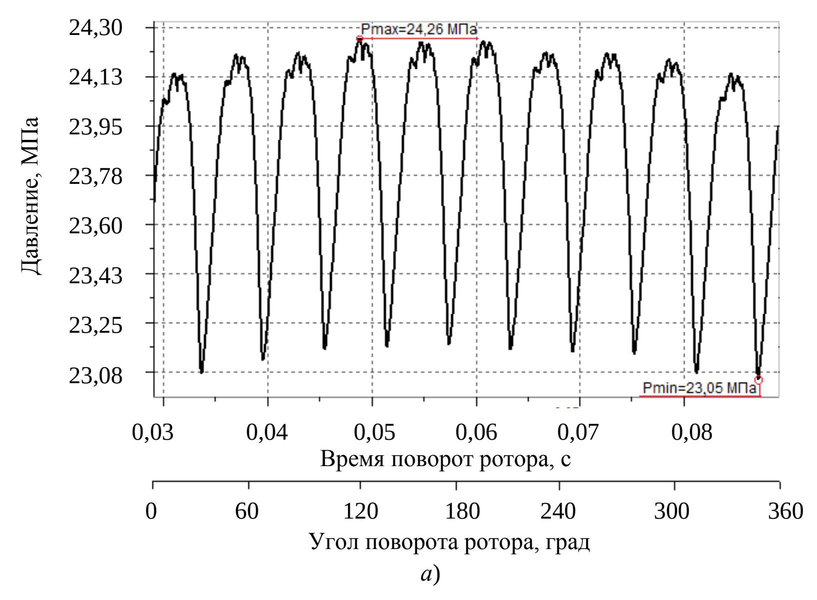
Таблица 1

Функции регрессии динамических характеристик стендовых систем по 1-й гармонике

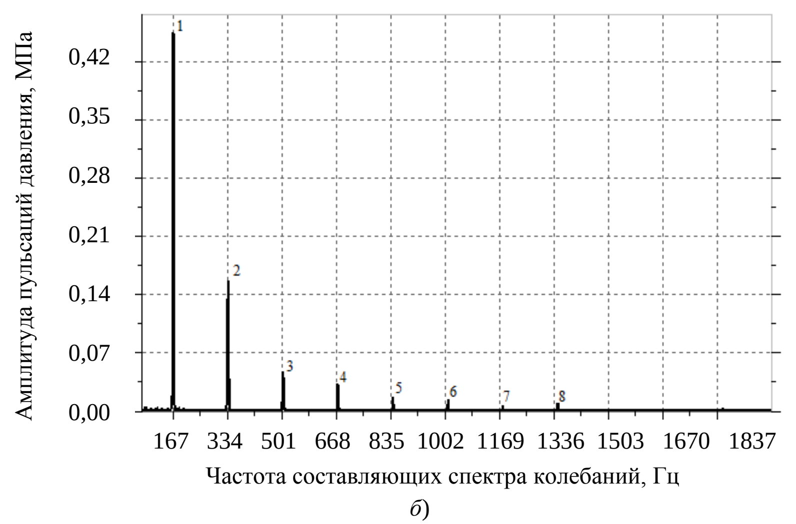
№ стендовой системы по рисунку 2	Тип стендовой системы	Модуль импеданса стендовой системы $Z_i(f)$, $\frac{кг}{м^4 c^2}$	Фаза импеданса стендовой системы β_i (f), рад
а – №1	С дросселем на выходе насоса	$1{,}412\cdot10^7 f + 2{,}201\cdot10^9$	$7{,}066\cdot10^{-4} f + 0{,}199$
а – №2		$1{,}610\cdot10^7 f + 4{,}258\cdot10^9$	$6{,}906\cdot10^{-4} f + 0{,}09039$
а – №3		$4{,}980\cdot10^7 f + 1{,}503\cdot10^9$	$2{,}723\cdot10^{-3} f + 0{,}251$
б – №4	С полостью на выходе насоса	$3{,}308\cdot10^4 f^2 - 1{,}416\cdot10^7 f + 1{,}873\cdot10^9$	$arctg\left(\frac{4{,}234\cdot10^6 f + 1{,}495\cdot10^9}{1{,}430\cdot10^5 f + 2{,}930\cdot10^6}\right)$
в – №5	С протяжённым трубопроводом на выходе насоса	$1{,}897\cdot10^{10}$	0

Экспериментальное определение пульсации давления на выходе насоса

Исходной информацией для определения динамических характеристик насоса являлось измерение давления на выходе насоса. Пример осциллограммы и спектра пульсаций давления на выходе из насоса в стендовой системе с активной распределенной нагрузкой представлены на рис. 3. Режим работы насоса при этом: среднее давление $P_0 = 23{,}8$ МПа , частота вращения приводного вала $n = 1000\, об / мин$.



а)



б)

Рис. 3. Давление на выходе насоса: *а* — осциллограмма; *б* — спектрограмма

Амплитудно-частотная характеристика пульсаций давления на выходе насоса в диапазоне оборотов приводного вала насоса n=500–1250 об/мин представлена на рис. 4. Сплошной линией нанесены функции регрессии, построенные в среде *Microsoft Excel* при помощи инструмента «Линия тренда».

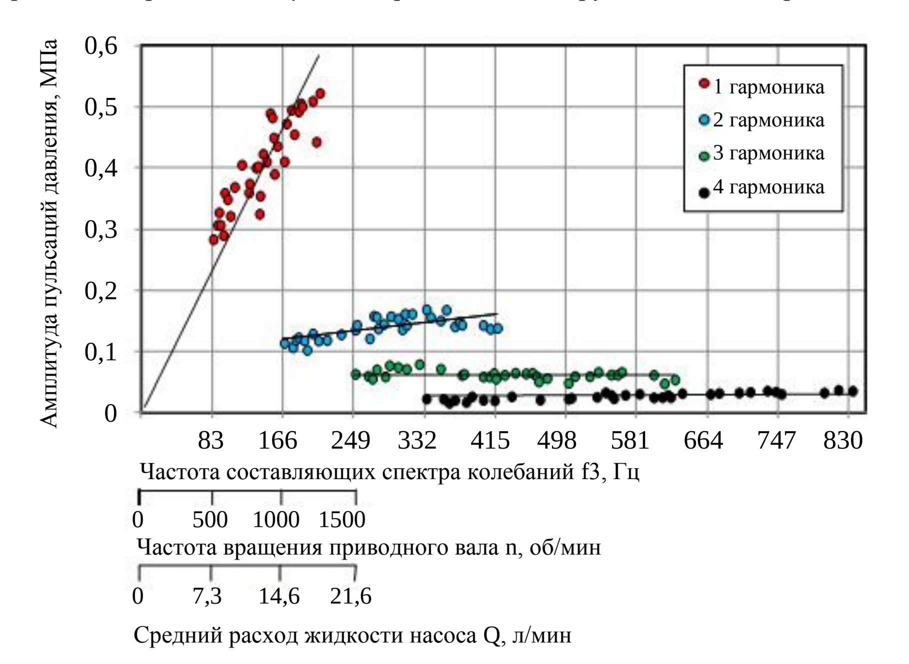


Рис. 4. Амплитудно-частотная характеристика пульсаций давления на выходе насоса по отдельным гармоническим составляющим (точками обозначены данные на: ● — первой, ● — второй, ● — третьей, ● — четвёртой гармониках, линиями обозначены функции регрессии)

Анализ осциллограммы, спектрограммы и амплитудно-частотной характеристики пульсаций давления показал следующее: тип процесса полигармонический установившийся; число регистрируемых гармоник — 8, анализируемых[1] — 4; диапазон амплитуд колебаний давления 0,28–0,52 МПа; частотный диапазон приводного вала 500–1250 об/мин, анализируемых гармонических составляющих спектра 83–833 Гц.

Для гармонического анализа периодических сигналов использовалось разложение в ряд Фурье [7]. Для разложения в ряд Фурье использованы участки осциллограммы давления, измеряемые относительно опорного сигнала на роторной частоте, т.е. за полный оборот ротора извлекался один участок осциллограммы. Опорный сигнал регистрировался при фиксированном положении шестерни, выставляемом при начале записи осциллограммы давления для пяти стендовых систем. Таким образом определялись амплитудно-частотные (АЧХ) $A_k(\omega)$ и фазо-частотные (ФЧХ) $\varphi_k(\omega)$ характеристики.

[1] В работе принято, что крайняя высшая анализируемая гармоника по амплитуде не должна быть более 5 % от амплитуды первой гармоники.

Расчет спектра возбуждаемых колебаний в различных стендовых системах и определение аппроксимирующих зависимостей для отдельных гармонических составляющих колебаний давления

На основе экспериментального определения давления в пяти стендовых системах: с дросселем (№1–3), с полостью (№4) и протяжённым трубопроводом (№5) на выходе насоса рассчитаны спектры возбуждаемых колебаний. В таблице 2 приведены функции регрессии амплитуд $A_p(f)$ и начальных фаз пульсаций давления для 1-й гармоники.

Таблица 2

Функции регрессии амплитуд и начальных фаз пульсаций давления

№ стендовой системы по рисунку 2	Тип стендовой системы	Амплитуда пульсаций давления A_{pi} (f), $\frac{кг}{мс^2}$	Начальная фаза пульсаций давления φ_i (f), рад	Частотный диапазон
а – №1	С дросселем на выходе насоса	$1{,}003\cdot10^{-3}f$	–0,543	83–417
а – №2		$1{,}243\cdot10^{-3}f$	–0,280	
а – №3		$6{,}129\cdot10^{-4}f$	–5,941	
б – №4	С полостью на выходе насоса	$1{,}343\cdot10^{-6}f^2 – 4{,}298\cdot10^{-4}f + 3{,}913\cdot10^{-2}$	–5,373	
в – №5	С протяжённым трубопроводом на выходе насоса	$2{,}694\cdot10^{-3}f$	–0,658	

Расчёт динамических характеристик насоса

Для расчета динамических характеристик насоса (импеданса и пульсационной производительности источника) необходимо провести эксперимент как минимум с двумя динамическими нагрузками[2]. При этом импеданс насоса по уточнённой авторами модели эквивалентного источника колебаний расхода с использованием аналитических зависимостей $p_i(f)$ и $Z_i(f)$ из таблиц 1 и 2 рассчитывается по формуле:

$$Z_u = Z_1 \frac{1-\frac{p_1}{p_2}}{\frac{p_1}{p_2}-\frac{Z_1}{Z_2}}, \quad (4)$$

где Z_u — импеданс насоса ($Z_u = |Z_u| e^{j\varphi_u}$) — модуль импеданс насоса ($|Z_u| = \sqrt{ReZ_H^2 + ImZ_H^2}$), ReZ_u, ImZ_u — действительная и мнимая часть импеданс насоса, φ_u — аргумент импеданса насоса, Z_1, Z_2 — входной импеданс динамических нагрузок № 1–2 ($Z_1 = |Z_1| e^{j\beta_1}, Z_2 = |Z_2| e^{j\beta_2}$), β_1, β_2 — аргументы импедансов динамических нагрузок № 1–2, p_1, p_2 — пульсации давления за насосом в стендовой системе № 1–2 ($p_1 = A_{p1} e^{j\varphi_1}, p_2 = A_{p2} e^{j\varphi_2}$), A_{p1}, A_{p2} — амплитуды пульсаций расхода за насосом в стендовой системе № 1–2, φ_1, φ_2 — начальные фазы пульсаций давления динамических нагрузок № 1–2.

Затем с использованием аналитических зависимостей из таблиц 1, 2 определяется пульсационная производительность насоса по уточнённой авторами модели эквивалентного источника колебаний (переменная составляющая объёмного расхода q_u и давления p_u):

$$q_u = \frac{p_2}{Z_2} \frac{1-\frac{Z_2}{Z_1}}{1-\frac{p_2}{p_1}}, \; p_u = \frac{1-\frac{Z_1}{Z_2}}{\frac{p_1}{p_2}-\frac{Z_1}{Z_2}}, \quad (5)$$

где q_u, p_u — переменная составляющая объёмного расхода ($q_u = A_{qu} e^{j\varphi_q}$) и давления ($p_u = A_{pu} e^{j\varphi_p}$) насоса, A_{qu}, A_{pu} — амплитуда пульсаций расхода и давления насоса, φ_q, φ_p — аргумент переменной составляющей объёмного расхода и давления насоса.

Из рассчитанных характеристик по модели ЭИКР ($q_u(f)$) и ЭИКД ($p_u(f)$) по формуле (5) только одна будет отличаться стабильностью, т.к. эквивалентный источник колебаний имеет независимую динамическую характеристику только по одному из параметров (пульсирующий расход или давление).

[2] Для достаточного объёма выборки необходимо использование хотя бы четырёх динамических нагрузок Z_{ij}, формирующих шесть неповторяющихся (в том числе $i \neq j$) комбинаций: Z_{12}, Z_{13}, Z_{14}, Z_{23}, Z_{24}, Z_{34}.

Расчет импеданса Z_u и переменной составляющей объёмного расхода q_u насоса по формулам (4)–(5) проведён для пяти динамических нагрузок, т.е. с использованием десяти различных комбинаций этих нагрузок: «1_2», «1_3», «2_3», «1_4», «2_4», «3_4», «1_5», «2_5», «3_5», «4_5» (см. таблицу 1).

Для дальнейшего расчёта и анализа из десяти кривых амплитуд пульсаций расхода получена характеристика амплитуд пульсаций расхода насоса A_{qu}. Значения амплитуд A_{qu} (на каждой частоте) рассчитывались по формуле из источника [8]:

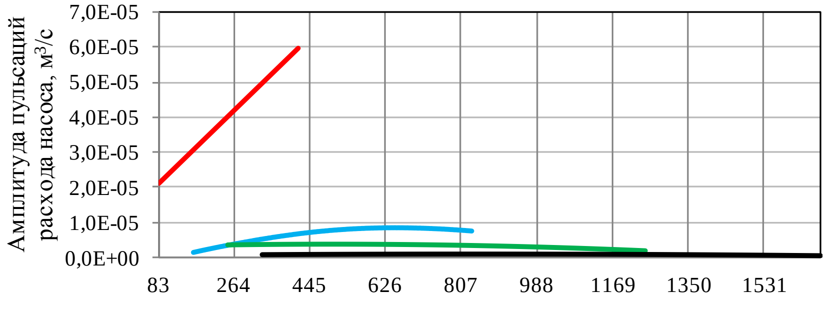
$$A_{qu} = \overline{A_{qu}} \pm \Delta A_{qu},$$

где $\overline{A_{qu}}$ — средняя амплитуда пульсирующего расхода, ΔA_{qu} — доверительный интервал амплитуды пульсаций расхода насоса ($\Delta A_{qu} = \dfrac{t\sigma}{\sqrt{m}}$), σ — среднеквадратическое отклонение амплитуды пульсирующего расхода от среднего значения, m — число комбинаций динамических нагрузок ($m = 10$), t — коэффициент Стьюдента ($t = 2,262$, рассчитан для доверительной вероятности 0,95).

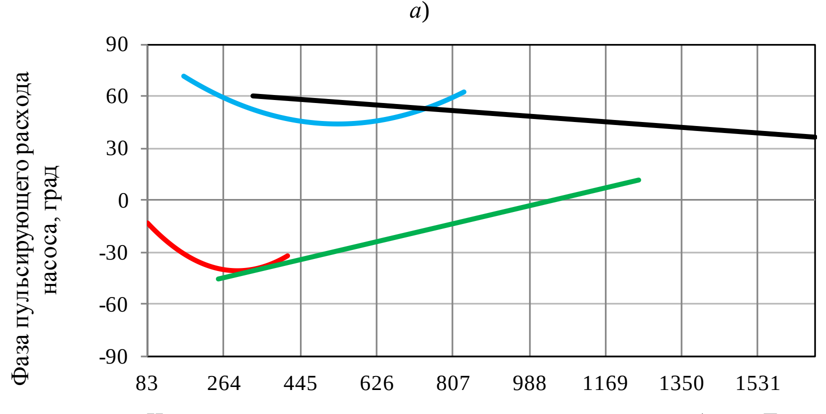
Доверительный интервал амплитуд ΔA_{qu} формируется из погрешностей (инструментальной и методической) и степени зависимости динамической характеристики насоса $A_q(f)$ от стендовой системы. Инструментальная погрешность состоит из погрешности определения давления и фаз, методическая погрешность состоит из погрешности неучтённого влияния динамических свойств приводной механической системы.

Фазы пульсаций расхода φ_q и их отклонения рассчитывались аналогичным образом. При расчёте фаз комбинации «1_2» и «1_5» исключены по причине вырождения переменной составляющей объёмного расхода насоса q_u при использовании близких значений характеристик на одной частоте: $\varphi_1 \approx \varphi_2$ и $\beta_1 \approx \beta_2$.

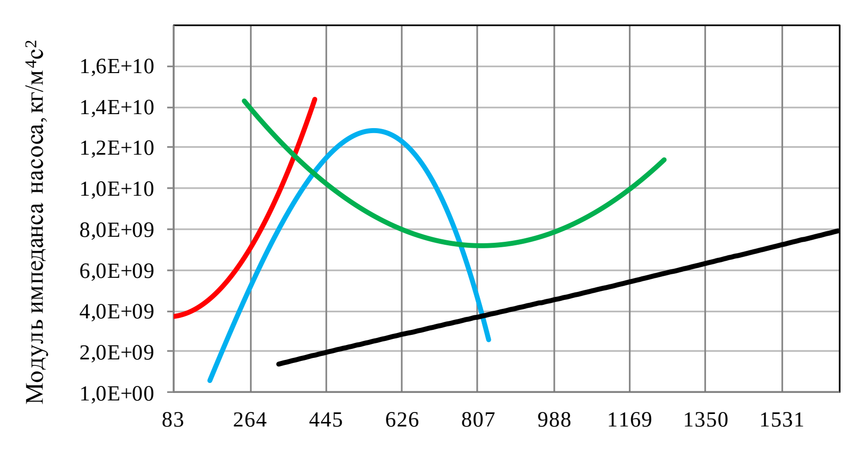
Результаты расчёта собственной динамической характеристики насоса в виде пульсационной производительности и импеданса представлены на рис. 5. Фазы для удобства представлена в градусах.



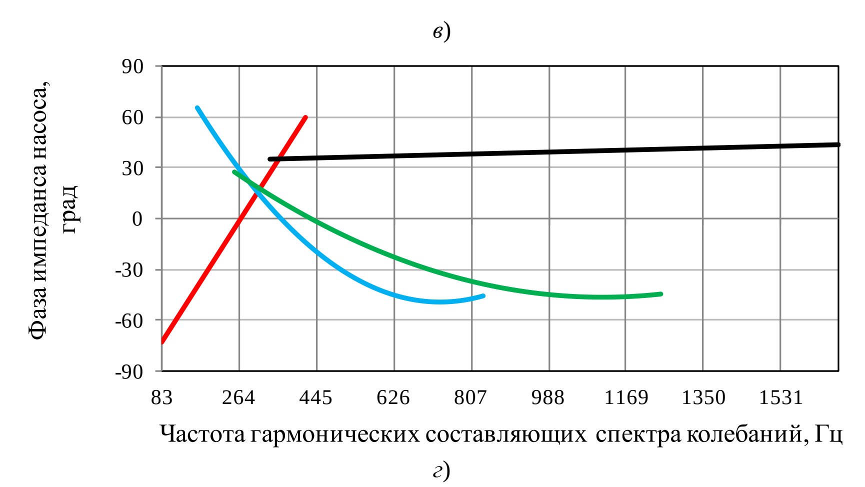
а)



б)



в)



г)

Рис. 5. Динамические характеристики насоса: *а* — амплитуда пульсаций расхода; *б* — фаза пульсаций расхода; *в* — модуль импеданса; *г* — фаза импеданса (сплошными линиями обозначены данные по: — первой; — второй; — третьей; — четвёртой гармониках)

Амплитуда пульсаций расхода на 1-й гармонике имеет монотонно возрастающий характер. С увеличением номера гармоники наклон кривой амплитуд пульсаций расхода снижается до практически постоянного значения к 4-й гармонике. Значения амплитуд A_q на высших гармониках на порядок меньше, чем на 1-й гармонике.

Модуль импеданса насоса на 1-й гармонике имеет монотонно возрастающий характер.

Для оценки реализованных динамических нагрузок использован критерий согласования модуля импеданса $|Z_н|$ источника колебаний и входного модуля импеданса динамической нагрузки $|Z_{ст.с}|$ [99, 10]. Модули импедансов должны быть сравнимы ($|Z_н| \cong |Z_{ст.с}|$), чтобы количественные значения динамической характеристики насоса определялись с минимальной погрешностью. Для сравнения использовано отношение $\left|\frac{Z_н}{Z_{ст.с.}}\right|$. При $\left|\frac{Z_н}{Z_{ст.с.}}\right| \cong 1$ динамическая нагрузка считается согласованной с источником.

Ввиду различия форм кривых модулей импеданса насоса и динамических нагрузок в диапазоне частот 83–417 Гц рационально использовать среднее отношение $\left|\frac{Z_н}{Z_{ст.с.}}\right|_{f_{min}\dots f_{max}}$, которое позволит учитывать вклад большей части частотного диапазона. Т.е. отношение $\left|\frac{Z_н}{Z_{ст.с.}}\right|_{f_{min}\dots f_{max}}$ по 1-й гармонике составит:

– для активной дроссельной нагрузки №1 — 1,16;
– для активной дроссельной нагрузки №2 — 0,8;
– для активной дроссельной нагрузки №3 — 2,65;
– для емкостной нагрузки №4 — 4,64;

– для активной распределенной нагрузки №5 — 0,35.

Т. е. динамические нагрузки стендовых систем №1, 2 являются наиболее согласованными с источником колебаний. Таким образом, динамическая характеристика насоса, рассчитанная с использованием динамических нагрузок стендовых систем №1, 2 («1_3», «2_3», «1_4», «2_4», «1_5», «2_5») определена с минимальной погрешностью.

Оценка стабильности динамических характеристик насоса от характеристик стендовых систем

Стабильность динамических характеристик A_{qu} и φ_q ($|Z_u|$ и φ_u) насоса оценивалась с использованием инструментов математической статистики [8]. Так стабильность характеристики A_{qu} оценена через расчёт отношения доверительного интервала $|\Delta A_{qu}|$ на частоте f к среднему значению характеристики $|\overline{A_{quMe}}|$ на этой частоте[3]. Полученное относительное отклонение Δ_q не должно превышать заданное отклонение $\Delta_{допq}$:

$$\Delta_q = \left|\frac{\Delta A_{qu}}{\overline{A_{quMe}}}\right| \leq \Delta_{допq},$$

где $|\overline{A_{quMe}}|$ — среднее медианное значение амплитуды пульсаций расхода насоса; $\Delta_{допq}$ — задаваемое относительное отклонение амплитуды пульсаций расхода насоса от среднего значения.

При относительном отклонении $\Delta_q \to 0$ (когда $|\Delta A_{qu}| \to 0$) стабильность характеристики A_{qu} максимальна. Исходя из опыта других исследователей, предпочтительно выбирать величину $\Delta_{допq}$ в пределах 5–30 % [11–17].

Для одночисловой оценки динамических характеристик насоса рационально использовать величину относительного отклонения. Расчёт такой величины возможен по оценке среднего медианного значения относительных отклонений в диапазоне частот каждой гармоники ($f_{min} \ldots f_{max}$): $\Delta_{qMe} = \left.\frac{\Delta A_{qu}}{\overline{A_{qu}}}\right|_{f_{min} \ldots f_{max}}$. Величину Δ_{qMe} рационально использовать, если $\left.\frac{\Delta A_{qu}}{\overline{A_{qu}}}\right|_{f_{min} \ldots f_{max}} \leq 0,3$, т.е. когда доверительный интервал ΔA_{qu} не превышает 30 % от средней амплитуды пульсирующего $\overline{A_{qu}}$.

Результаты оценки стабильности динамических характеристик насоса от характеристик стендовых систем[4] составляют: по 1-й гармонике — 2 %, по 2-й — 8 %, по 3-й — 15 %, по 4-й — 48 %. Результаты расчёта динамических характеристик насоса показали, что по четырём гармоникам в диапазоне частот 500–2500 об/мин исследуемый шестерённый насос целесообразно рассматривать по модели эквивалентного источника колебаний расхода.

Проверка применимости используемой модели насоса в виде эквивалентного источника колебаний расхода

Для проверки разработанного подхода оценки динамических характеристик насоса было выполнено расчётное определение пульсаций давления в стендовых системах с дросселем, полостью и протяжённым трубопроводом на выходе насоса. С использованием найденных динамических характеристик насоса рассчитаны амплитуды пульсаций давления в анализируемых стендовых системах, которые сравнивались с экспериментальными. Ниже представлены результаты расчёта амплитуд $A_p(f)$ в стендовой системе с протяжённым трубопроводом. Амплитуды пульсаций давления p_i рассчитаны в соответствии с моделью ЭИКР по формуле:

$$p_i = \frac{q_u \cdot Z_u \cdot Z_i}{Z_u + Z_i}, \quad (6)$$

Результаты расчёта амплитуд пульсаций давления за насосом приведены на рис. 6. Пунктирной линией обозначены амплитуды, полученные экспериментально, а сплошной линией — рассчитанные по формуле (6).

[3] Стабильность других собственных характеристик насоса оценивается аналогично.
[4] Необходимо учитывать методическую погрешность подхода и инструментальную погрешность определения давления.

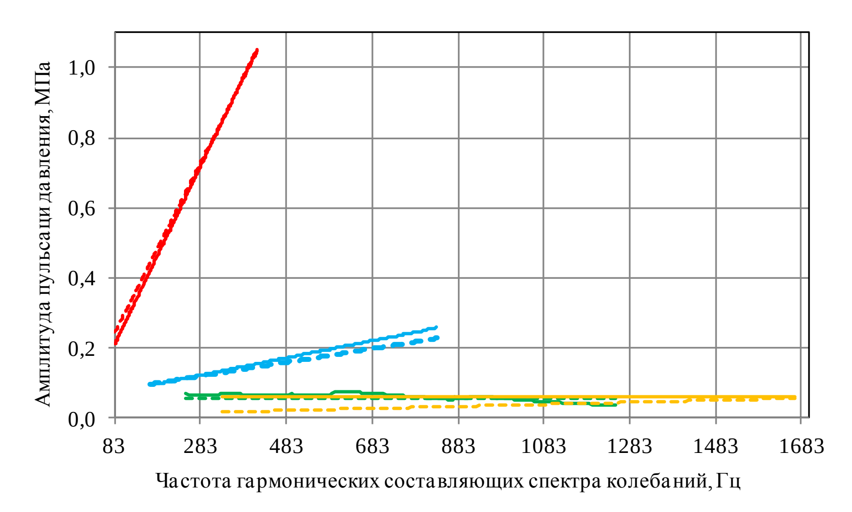


Рис. 6. Амплитудно-частотная характеристика давления для стендовой системы с протяжённым трубопроводом длиной l=106 м (сплошными линиями обозначены расчётные данные по: — первой; — второй; — третьей; — четвёртой гармониках; пунктирными линиями обозначены экспериментальные данные)

Оценка сходимости результатов проверочного расчёта проведена по формуле отклонения разницы экспериментальных и расчётных значений от экспериментальных данных. Результаты проверочного расчёта для стендовых систем с дросселем, полостью и протяжённым трубопроводом на выходе насоса показали, что по 1-й гармонике относительное отклонение от экспериментальных данных для рассмотренных стендовых систем не превышает 10 %, минимальное относительное отклонение характерно стендовой системе с протяжённым трубопроводом на выходе насоса — 2%. Амплитуды пульсаций давления 2-й–4-й гармоник находятся в пределах коридора, рассчитанного по формуле $A_p = \overline{A_p} \pm \overline{A_p}$ (где $\overline{A_p}$ — средняя амплитуда пульсирующего давления).

Обсуждение и заключения. Реализована методика расчёта динамических характеристик насоса в виде эквивалентного источника колебаний расхода жидкости на примере шестерённого насоса производительностью 14 см^3/об с использованием разработанных авторами специальных стендовых систем и уточнённой модели импеданса и пульсационной производительности по расходу. Показано, что исследуемый шестерённый насос внешнего зацепления рационально рассматривать по модели эквивалентного источника колебаний расхода. Проведена проверка предлагаемого подхода в виде расчёта амплитуд пульсаций давления в стендовых системах и сравнения с экспериментальными значениями. Отклонение расчётных амплитуд пульсаций давления от экспериментальных значений не превысило 10 %.

Стоит отметить, что за рамками обзора осталось влияние на динамические характеристики шестерённого насоса приводной механической системы и износа деталей шестерённого насоса. На основе проведённой работы можно сформулировать направления развития предлагаемого подхода:

– оценка динамических характеристик шестерённого насоса в течение всего срока службы;

– разработка четырёхполюсной модели шестерённого насоса как эквивалентного источника колебаний, учитывающей приводную механическую и выходную гидравлическую системы;

– разработка модели шестерённого насоса как эквивалентного источника колебаний, учитывающей его конструктивные особенности, процесс вытеснения, обратный гидроудар в межзубовую камеру, работу запертого объёма и перетечки из области нагнетания в область всасывания.

При этом для подтверждения работоспособности предлагаемого подхода на весь класс машин объёмного вытеснения необходимо расширение номенклатуры испытуемых объёмных насосов.

Список литературы

1. Рыбак, А. Т. Моделирование и экспериментальные исследования гидромеханической системы со знакопеременной нагрузкой / А. Т. Рыбак, В. П. Жаров, Р. А. Фридрих // Вестник Донского государственного технического университета. — 2006. — Т. 6, № 1. — С. 17–25.

2. Рыбак, А. Т. Объемная жесткость и ее влияние на динамику гидромеханической системы / А. Т. Рыбак // Вестник Донского государственного технического университета. — 2006. — Т. 6, № 3. — С. 200–207.

3. Озерский, А. И. Применение подхода Лагранжа к решению задач динамики гидравлических систем гидроприводных и теплоэнергетических установок / А. И. Озерский // Вестник Донского государственного технического университета. — 2010. — Т. 10, № 6. — С. 914–925.

4. Формирование динамических свойств трубопроводных цепей / Н. Д. Быстров, А. Г. Гимадиев, А. Н. Головин [и др.]; под ред. В. П. Шорина. — Самара : Изд-во Самар. ун-та, 2020. — 328 с.

5. The equivalent circuits Thévenin and Norton / M. Staniloiu, H. Popescu, G. Rezmeriţă, M. Iordache // The Scientific Bulletin of Electrical Engineering Faculty. — 2021. — Vol. 21. — P. 40–48.

6. Thévenin, L. Sur un nouveaux théorème d'électricité dynamique / L. Thévenin // Comp. Rendus hebdomadaires des Séances de l'Académie des Sci. — 1883. — Vol. 97. — P. 159–161.

7. Generalized Functions and Fourier Analysis / M. Oberguggenberger, J. Toft, J. Vindas, P. Wahlberg (ed.) — Springer International Publishing AG, 2017. — 276 p.

8. Handbook of Mathematics, 5th ed. / I.N. Bronshtein, K.A. Semendyayev, G. Musiol, H. Mühlig. — Berlin: Springer, 2015. — 1207 p.

9. Артюхов, А. В. Особенности частотных испытаний гидравлических насосов / А. В. Артюхов, Л. И. Брудков // Вибрационная прочность и надежность двигателей и систем летательных аппаратов: межвуз. сб. науч. тр. — Куйбышев : КуАИ, 1982. — Вып. 9. — С. 12–17.

10. Sundararajan, D. Introductory circuit theory / D. Sundararajan. — Switzerland : Springer, 2020. — 297 p. https://doi.org/10.1007/978-3-030-31985-4

11. Ichiyanagi, T. The temperature characteristics of flow ripple and source impedance in an external gear pump / T. Ichiyanagi, T. Nishiumi, Sh. Nakagawa // In: Proc. 10th JFPS Int. Symposium on Fluid Power, 2017. — 5 p.

12. Артюхов, А. В. Методика определения динамических характеристик гидравлических насосов / А. В. Артюхов, В. П. Шорин // Динамические процессы в силовых и энергетических установках летательных аппаратов аппаратов : межвуз. сб. науч. тр. — Куйбышев : КуАИ, 1988. — С. 70–77.

13. Jinghao Liu. Source flow ripple and source impedance measurement for different hydraulic pumps / Jinghao Liu // In: Proc. 47th Int. Congress and Exposition on Noise Control Engineering (InterNoise 2018). — Chicago, Illinois, 2018. — 7 p.

14. Liselott Ericson. On Fluid Power Pump and Motor Design – Tools for Noise Reduction. PhD Thesis / Liselott Ericson. — Linköping University, Sweden, 2011. — 130 p.

15. Bramley, C. Comparison of methods for measuring pump flow ripple and impedance / C. Bramley, D. N. Johnston // In: Proc. ASME/BATH 2017 Symposium on Fluid Power and Motion Control. — 2017. — 11 p. http://dx.doi.org/10.1115/FPMC2017-4223

16. Jinghao Liu. Hydraulic Fluid-Borne Noise Measurement and Simulation for Off-Highway Equipment / Jinghao Liu, Sanghoon Suh, Yuzhen Yang // In: Proc. 2017 SAE/NOISE-CON Joint Conf. (NoiseCon 2017), Grand Rapids, MI. —2017. — Vol. 9. — P. 435–443.

17. Theoretical and experimental studies of a switched inertance hydraulic system including switching transition dynamics, non-linearity and leakage / Min Pan, Nigel Johnston, Andrew Plummer [et al.] // Proc. Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering. — 2014. — Vol. 228. — P. 802–815. https://doi.org/10.1177/0959651814548299

Поступила в редакцию 27.04.2022
Поступила после рецензирования 20.05.2022
Принята к публикации 20.05.2022

Об авторах:

Санчугов Валерий Иванович, профессор кафедры «Автоматические системы и энергетических установок» Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева (443086, РФ, г. Самара, ул. Московское шоссе, 34), доктор технических наук, ORCID, Sanchugovv.i@yandex.ru

Рекадзе Павел Дмитриевич, инженер-конструктор НИИ-201, Самарского национального исследовательского университета имени академика С. П. Королева (443086, РФ, г. Самара, ул. Московское шоссе, 34), ResearcherID, ScopusID, ORCID, Rekadze1993@gmail.com

Заявленный вклад соавторов:

В. И. Санчугов — научное руководство, формирование основной концепции, цели и задачи исследования; П. Д. Рекадзе — формирование основной концепции, проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов, анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





Check for updates

УДК 621.224
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-142-149

Научная статья



Преобразование энергии гидравлического сопротивления системы в электричество

А. А. Саакян[1] ✉, **Д. А. Бутко**[2]
[1]Национальный университет архитектуры и строительства Армении, Республика Армения, г. Ереван, ул. Теряна, 105, корп. 2
[2]Донской государственный технический университет, Российская Федерация, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1
✉ sahakyan.aram@nuaca.am

Аннотация
Введение. Рассматривается гравитационный водовод с регулирующей задвижкой и регулятором давления в трубе самотечного водоснабжения в условиях, когда не нарушен гидравлический режим водопровода. Применительно к такой системе исследуются проблемы преобразования энергии местного искусственного гидравлического сопротивления в электричество.
Материалы и методы. Изучена литература, в которой освещается возможность использования микротурбин для выработки электроэнергии в системах водоснабжения. Даны фактические значения, зафиксированные устройством непрерывной регистрации давления (логгер) в течение 12 часов, а также расход воды турбиной на данном участке узла (средний показатель в течение года) и перепад давления. Отмечено, что применение малых гидроэлектростанций в системах подачи воды значительно снижает стоимость их эксплуатации. Приведены показатели расхода воды в гидротурбинном агрегате в течение года с разбивкой по месяцам. Рассчитана максимальная мощность у входа турбины. Описаны принципы выбора типа гидротурбины. Указаны средние значения КПД для разных элементов гидротурбинной установки, усредненные параметры мощности МГЭС и соответствующие им показатели среднемесячной выработки электроэнергии.
Результаты исследования. Оснащение исследуемых узлов специально разработанными турбинами позволит получить электрическую энергию, преобразуя искусственно созданную местным сопротивлением и погашенную механическую энергию. Подходы, описанные в данной статье, можно использовать при замене агрегатов регулирования давления системы водопроводной сети Еревана. Спрогнозированы производительность МГЭС, сроки ее строительства и эксплуатации — 2 года и 30 лет соответственно. Предварительно рассчитаны затраты на сооружение и обслуживание. Приведены предполагаемые данные о доходах, расходах и чистой прибыли. Указано, что потенциально она будет близка к 6 млн драмов в год. Анализ данных позволил сделать вывод, что внутренняя норма доходности окажется на уровне 10,4 %, а срок окупаемости — 9 лет.
Обсуждение и заключения. Рекомендуется заменить регулятор гидротурбиной с таким же гидравлическим сопротивлением и функцией автоматической регулировки расхода воды в системе. Выводы подтверждаются энергетическими и экономическими показателями гидротурбинной установки, расположенной на участке магистрального водовода «Арзакан — Ереван».

Ключевые слова: гидравлическое сопротивление, энергия, гидротурбина, корректирующее устройство, водопровод, индикатор энергоэффективности, возобновляемые источники энергии, управление давлением, экспертные системы.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам, чья критическая оценка представленных материалов и высказанные предложения по их совершенствованию способствовали значительному повышению качества настоящей статьи.

Для цитирования: Саакян, А. А. Преобразование энергии гидравлического сопротивления системы в электричество / А. А. Саакян, Д. А. Бутко // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 142–149. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-142-149

Original article

Converting Hydraulic Resistance Energy of the System into Electricity

Aram A. Sahakyan [1] ✉, Denis A. Butko[2]

[1]National University of Architecture and Construction of Armenia, 105, Teryan St., Yerevan, Republic of Armenia

[2] Don State Technical University, 1, Gagarin sq., Rostov-on-Don, Russian Federation

✉ sahakyan.aram@nuaca.am

Abstract

Introduction. A gravity conduit with a control valve and a pressure regulator in the gravity water-supply pipe is considered under conditions when the hydraulic regime of the water-supply system is not disturbed. In relation to such a system, the problems of converting the energy of local artificial hydraulic resistance into electricity are investigated.

Materials and Methods. Literature that highlights the possibility of using microturbines for power generation in water systems was studied. The actual values noted by the continuous pressure recorder (logger) for 12 hours were presented, as well as the water consumption by the turbine at a given unit section (the average for a year), and the pressure differential. It was noted that the use of small hydroelectric power plants in water supply systems significantly reduced the cost of their operation. The indicators of water consumption in the hydroturbine unit during the year, broken down by months, were given. The maximum power at the turbine inlet was calculated. The principles of selecting the type of hydraulic turbine were described. The average efficiency values for different elements of the hydroturbine plant, the average parameters of the power of the small hydro and the corresponding indicators of the average monthly electricity generation were indicated.

Results. Equipping the units under study with specially designed turbines can enable to obtain electrical energy through converting artificially created by local resistance and extinguished mechanical energy. It is possible to apply the approaches described in this article when replacing many of the pressure control units of the Yerevan City Network system. The productivity of a small hydro power plant was predicted, as well as the terms of its construction and operation — for 2 years and 30 years, respectively. The construction and maintenance costs were calculated in advance. The expected data on income, expenses, and net profit are given. It is indicated that it will potentially be close to 6 million drams per year. The analysis of the data allowed us to conclude that the internal rate of return will be at the level of 10.4%, and the payback period is 9 years.

Discussion and Conclusions. We recommend replacing the regulator with a hydroturbine having the same hydraulic resistance and automatic flow control in the system. The conclusions were confirmed by the energy and economic indicators of the hydroturbine plant located on the section of the Arzakan — Yerevan main water pipeline.

Keywords: hydraulic resistance, energy, hydroturbine, adjuster, water supply, energy efficiency indicator, renewable energy sources, pressure control, expert systems.

Funding information: the authors would like to thank the reviewers, whose critical evaluation of the submissions and suggestions for improvement contributed significantly to the quality of this article.

For citation: A. A. Sahakyan, D. A. Butko. Converting Hydraulic Resistance Energy of the System into Electricity. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 142–149. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-142-149

Введение. Традиционные невозобновляемые первичные источники энергии, ресурсы которых весьма ограничены, продолжают играть доминирующую роль в экономике Армении. Активное использование ископаемых источников энергии обусловило такие экологические проблемы, как загрязнение воздуха и почвы, дефицит воды и деградация экосистем. Следует учитывать рост численности населения, непрерывное бытовое и промышленное потребление энергии. Все это позволяет утверждать, что дальнейшее количественное (экстенсивное) развитие энергетической отрасли нецелесообразно. Использование возобновляемых источников энергии для пополнения общего энергетического баланса страны является императивом времени. Такой подход позволяет достичь устойчивого развития, сохраняя при этом окружающую среду. Водные и энергетические ресурсы необходимы для жизнедеятельности человека и подвержены регулярному экономическому, технологическому, демографическому и социальному воздействию [1]. По некоторым оценкам, 2–3 % мирового потребления электроэнергии приходится на системы водоснабжения (СВ) [2], и в 80–90 % случаев используются насосные агрегаты. Расходы на их обслуживание — в числе основных операционных затрат

СВ [2]. Концепция рационального и эффективного использования водных ресурсов и электроэнергии имеет стратегическое значение для устойчивого развития и смягчения последствий климатических изменений. Рациональному использованию воды и электроэнергии препятствуют слабая инфраструктура и устаревшие эксплуатационные процедуры. Это особенно актуально для развивающихся стран. Более того, в соответствии с Целями развития тысячелетия[1] возникает потребность в альтернативных решениях: ставится задача сократить вдвое число людей, не имеющих постоянного доступа к чистой воде и основным услугам в области санитарии. В качестве возобновляемых источников энергии предлагается ввести в эксплуатацию малые гидроэлектростанции (МГЭС) на участках сети водоснабжения с местным гидравлическим сопротивлением при условии полуоткрытых задвижек или регуляторов давления. Это экономически выгодно для производства электроэнергии и водоснабжения и прекрасно иллюстрирует рациональное использование водных ресурсов. В прошлые десятилетия гидроэлектроэнергетика была одним из главных источников получения энергии из воды. Сегодня водное хозяйство рассматривается как прямой потребитель электроэнергии, и это влияет на распределение водных ресурсов[2]. Активное потребление энергии напрямую влияет на состояние водных ресурсов в мире, что в свою очередь является причиной климатических изменений. Рациональное использование энергии должно способствовать обеспечению устойчивого развития за счет грамотного распределения энергетических ресурсов на всех этапах преобразования. Для комплексной оценки проблемы приводится пример сооружения МГЭС на водопроводе «Арзакан — Ереван».

Материалы и методы. Водопроводная ветка «Арзакан — Ереван» снабжает водой административные районы Еревана (Арабкир, Малатия-Себастия, Ачапняк, Эребуни) и прилегающие населенные пункты (Зовуни, Канакераван, Нор-Ачин, Нор- Гехи, Егвард и др.). Водопровод берет начало от источника Арзакан, а на территории административной общины Гетамедж разделяется на два водопровода с разными режимами давления. Рассматривается вопрос строительства МГЭС на одной из веток этого водопровода, питающего северо-западные и западные районы Еревана. Компания, работающая на разделительной ветке водопровода, установила полуоткрытую задвижку для регулировки расхода воды в системе. Так обеспечивается напор в водопроводе для населенных пунктов, расположенных выше основной магистрали (прилегают к городу Нор-Ачин). При полуоткрытой задвижке создается местное гидравлическое сопротивление около 13 м вод. ст. (до этого давление в водопроводной трубе — около 33 м вод. ст.).

Предлагается вместо полуоткрытой задвижки установить МГЭС, не нарушая нормальный гидравлический режим работы водопровода. На рис. 1 представлен план местности в программе Google Earth, а в таблице 1 сведены фактические значения, зафиксированные устройством непрерывной регистрации давления (логгер) в течение 12 часов.



Рис. 1. План местности в Google Earth

[1] Цели развития тысячелетия / Организация объединенных наций : [сайт]. — URL: https://www.un.org/development/desa/ru/millennium-development-goals.html (дата обращения: 05.06.2022).
[2]Mao Yushi, Sheng Hong., Yang Fuqiang. The true cost of coal. Understanding China's Energy Landscape. 2008. URL: https://www.understandchinaenergy.org/greenpeace-chinathe-china-sustainable-energy-programwwf-china-main-authors-mao-yushi-sheng-hong-yang-fuqiang-2010-the-true-cost-of-coal-full-report/ (accessed: 05.06.2022).

Таблица 1

Данные регистраторов давления, установленных на исследуемом участке

Дата исследования	Время	Зарегистрированное давление (м вод. ст.)	
		До полуоткрытой задвижки	После полуоткрытой задвижки
15.09.2020	20:00	32,8	13,0
15.09.2020	21:00	33,2	12,6
15.09.2020	22:00	33,3	13,0
15.09.2020	23:00	33,3	13,0
16.09.2020	00:00	33,5	12,8
16.09.2020	01:00	33,8	12,4
16.09.2020	02:00	33,9	13,2
16.09.2020	03:00	33,9	13,1
16.09.2020	04:00	33,9	13,6
16.09.2020	05:00	33,8	13,3
16.09.2020	06:00	33,8	13,2
16.09.2020	07:00	33,7	12,6
16.09.2020	08:00	33,4	13,0

Цель предложения — обеспечить преобразование искусственно созданного в локальном блоке сопротивления гидравлической энергии в электрическую. На месте строительства малой гидроэлектростанции (на ответвлении магистрального водопровода «Арзакан — Ереван») созданы благоприятные условия для комплексного использования водоэнергетического потенциала. Расход турбины на данном участке узла — 1,15 м^3/с (средний показатель в течение года). Регулирующее устройство на трубе обеспечивает заданный расход. В результате образуется перепад давления от 20,3 м вод. ст. до 21,4 м вод. ст. (таблица 1). Следует отметить целесообразность практического использования так называемой «скрытой» энергии, образующейся на участках магистральных водопроводов в Республике Армения. Гидроэнергетический потенциал систем водоснабжения известен давно, однако не изучен должным образом. В литературе подробно описаны возможности использования микротурбин для выработки электроэнергии в системах водоснабжения [3–5]. Самотечные системы в районах с высокими уклонами рельефа формируют значительные давления в водопроводных и распределительных сетях, создавая предпосылки для выработки гидроэлектроэнергии. Турбины, установленные на водораспределительных сетях, можно использовать и как системы контроля давления. Для этого задействуют редукционные клапаны PRV (от англ. pressure relief valve — клапан сброса давления), которые управляют потерями и утечками воды [6]. Они рассеивают энергию, таким образом снижая давление в системе. Что касается водяных турбин, они могут преобразовывать избыточное давление в электроэнергию[3]. Основные преимущества рекуперации гидравлической энергии в водопроводах, согласно Ф. Виейре и Х. М. Рамосу [3, 7], — повышение энергоэффективности системы за счет использования местных источников и снижение зависимости от внешней (сетевой) энергии. Кроме того, рекуперация гидравлической энергии способствует общему снижению эксплуатационных расходов. Ф. Виейра и Х. М. Рамос [3, 7] в своих исследованиях подчеркивают, что применение малых гидроэлектростанций в системах подачи воды значительно снижает стоимость их эксплуатации. Это объясняется тем, что предлагаемое решение позволяет заменить регулирующий клапан на равную по гидравлическому сопротивлению гидротурбину. В таблице 2 приведены расходы воды в системе (указаны усредненные по месяцу показатели).

Таблица 2

Расход воды в гидротурбинном агрегате

Месяц	Расход, м^3/сек		
Январь	1,20	Июль	1,30
Февраль	1,10	Август	1,30
Март	1,10	Сентябрь	1,05
Апрель	1,00	Октябрь	1,05
Май	1,10	Ноябрь	1,10
Июнь	1,30	Декабрь	1,20

[3] The Millennium Development Goals Report 2011. United Nations. New York, 2011. URL: https://www.un.org/millenniumgoals/pdf/(2011_E)%20MDG%20Report%202011_Book%20LR.pdf (accessed: 05.06.2022).

Учтем, что максимальный напор — Hmax = 21,4 м, минимальный — Hmin = 20,3 м.

Среднегодовой расход, согласно табл. 2: Q = 1,15 м^3/с.

При расчетном напоре, равном H = 20 м, мощность потока у входа турбины [8]:

$$N = \rho qQH = 1000 \cdot 9{,}81 \cdot 1{,}15 \cdot 20 = 225632 \text{ Вт} \approx 225 \text{ кВт}.$$

Принципы выбора гидротурбины. При малом напоре и большем расходе (для МГЭС) следует выбрать турбину с большим коэффициентом быстроходности. Из реактивных турбин подойдет осевая. Из активных турбин малой мощности для пропуска относительно большого расхода следовало бы выбрать турбину Банки. Однако в данном случае недопустимо задействовать активную турбину, так как при ее наполнении у выхода формируется избыточное давление, и турбина Банки работает как очень плохая реактивная турбина с очень низкими энергетическими показателями.

Рекомендуется установить гидротурбинный агрегат у задвижки на обходной линии. Входные и выходные задвижки обеспечат бесперебойную работу магистрали даже в случае отключения станции. Функционирование МГЭС будут контролировать датчики давления, установленные у входа и выхода турбины. Так обеспечивается требуемое давление на магистрали[4]. При установке оборудования на магистрали питьевого водоснабжения следует учитывать особые требования [8−10]. В частности, нужно исключить загрязнение воды смазочными маслами и иными материалами[5, 6]. В целом же распределяемая вода должна соответствовать количественным и качественным нормам питьевого, бытового и промышленного потребления [11].

Энергетические показатели МГЭС. Для разных элементов гидротурбинной установки применены следующие средние значения КПД: $\eta_т = 0{,}86$, $\eta_{ген} = 0{,}94$.

Мощность на валу турбины: $N_ζ = \eta_ζ N$ = 0,86 · 225 = 193,5 кВт, а на выходе генератора: $N_{ген} = \eta_{ген} N_ζ$ = 0,94 · 193,5 = 184 кВт.

В таблице 3 представлены усредненные параметры мощности МГЭС и соответствующие им показатели среднемесячной выработки электроэнергии.

Таблица 3

Среднемесячная мощность и выработка МГЭС

Месяц	Мощность, кВт	Выработка, кВт·час
Январь	190	141360
Февраль	174	116930
Март	174	129456
Апрель	158	113760
Май	174	113456
Июнь	206	148320
Июль	206	153264
Август	206	153264
Сентябрь	166	119520
Октябрь	166	123504
Ноябрь	174	125280
Декабрь	190	141360
	Итого	1 573 474

Следует отметить, что использование реактивной турбины МГЭС при большой отрицательной высоте отсасывания ($h_S = -13$ м), на взгляд авторов, в мировой практике предлагается впервые. В данном случае, с одной стороны, исключено возникновение кавитации [9, 12], что, безусловно, расценивается положительно. С

[4] Маркарян А. Я., Токмаджян В. О. Регулирование производительности насосов с целью предотвращения кавитационных явлений // Вода: экология и технология : сб. докладов 7-го междунар. конгресса. М., 2006. Ч. 1. С. 566.

[5]Sanitarakan Kanonner yev Normer N2-III-A2-1, Khmelu jur: Jramatakararman kentronats'vats hamakargeri jri vorakin nerkayats'vogh higiyenik pahanjner, Voraki hskoghut'yun, Yerevan, 2002t, ej 11 [Санитарные правила и нормы N2-III-A2-1, Питьевая вода. Гигиенические требования к качеству воды централизованных систем водоснабжения, Контроль качества. Ереван, 2002. Стр. 11. На арм. яз.].

[6] Barry, J. A. Watergy: Energy and Water Efficiency in Municipal Water Supply and Wastewater Treatment Cost-Effective Savings of Water and Energy. The Alliance to Save Energy. Washington, 2007. 44 p.

другой стороны, неизвестно как влияет на КПД большое давление на выходе из турбины, поэтому в расчетах авторов данной статьи применен несколько заниженный показатель.

Результаты исследования. Произведенную МГЭС электроэнергию (таблица 3) планируется поставлять в общую энергосистему Республики Армения на условиях гарантированной покупки по ценам, утвержденным Комиссией по регулированию общественных услуг Армении (в настоящее время действует тариф 10,579 драмов за кВт·час).

Согласно данным таблицы 3, в течение года МГЭС произведет не менее 1,5 млн кВт·час. По предварительным расчетам, срок строительства МГЭС — 24 месяца, а срок эксплуатации — 30 лет. Стоимость строительства и проектирования МГЭС составит 60,4 млн драмов (таблица 4).

Таблица 4

Затраты на строительство МГЭС

Работы	Стоимость, млн драмов РА
Строительство / обслуживание трубопровода	2,2
Строительство здания ГЭС	14,5
Стоимость установки гидроагрегатов (гидротурбины, генераторы)	18,0
Трансформаторная подстанция	10,7
Строительство ЛЭП высокого напряжения	3,0
Проектно-расчетные работы	7,0
Иные затраты	5,0
Итог	60,4

Прогнозируемые доходы, эксплуатационные расходы и прибыль представлены в таблице 5.

Таблица 5

Прогноз годовых финансовых показателей

Показатель	Сумма, млн драмов РА
Валовой доход	15,9
Заработная плата, операционные расходы, текущий ремонт и ликвидация аварий	7,0
Пошлины и прочие обязательные платежи	0,2
Амортизационные траты (с учетом 30-летней эксплуатации)	2,0
Иные затраты	0,2
Прибыль до уплаты налога на прибыль	7,4
Налог на прибыль	1,5
Чистая прибыль	5,9

Данные о годовых расходах, представленные в таблице 5, основаны на действующих нормативно-правовых актах Республики Армения. Согласно этим документам, налог на добавленную стоимость и налог на прибыль составляет 20 %[7], а налог на имущество — 0,6 % (от остаточной стоимости). На основе данных о строительстве и текущих операционных расходах МГЭС в таблице 6 приведены основные показатели финансовой эффективности.

Таблица 6

Показатели финансовой эффективности

Показатель	Ед. изм.	Значение
Внутренняя норма доходности	%	10,4
Срок окупаемости	лет	9,0

[7] Hayastani Hanrapetut'yan Harkayin orensgirk', HO-165-N, yndunvats 2016 t'vakani hoktemberi 4-in [Налоговый Кодекс Республики Армения, ЗА-165-Н. Принят 4 октября 2016 года. На арм. яз.].

Обсуждение и заключения. Из-за гористого рельефа на большей территории Республики Армения для регулировки давления в водопроводной сети часто создают местное сопротивление. Как правило, речь идет о полуоткрытых клапанах и установке оборудования для регулировки давления. Оснащение узлов сети специально разработанными турбинами позволит преобразовать искусственно созданную местным сопротивлением и погашенную механическую энергию в электрическую. Следует отметить, что только в системе водопроводной сети Еревана установлено более 300 полуоткрытых задвижек и оборудования для регулировки давления. Многим из них требуется замена. На ремонтируемых участках можно применить решения, предложенные в данной статье.

Список литературы

1. Карл-Ульрих, Р. Водный сектор в Германии, Методы и опыт / Р. Карл-Ульрих. — Берлин-Бонн-Виттен : Федеральное Министерство окружающей среды, охраны природы и безопасности реакторов, Федеральное ведомство охраны окружающей среды на благо человека и окружающей среды, 2001. — С. 151.

2. Energy audit of water networks / E. Cabrera, M. A. Pardo, R. Cobacho, E. Cabrera Jr. // Journal of Water Resources Planning and Management. — 2010. — Vol. 136. — P. 669–677. https://doi.org/10.1061/(ASCE)WR.1943-5452.0000077

3. Ramos, J. S. Sustainable application of renewable sources in water pumping systems: Optimized energy system configuration / J. S. Ramos, H. M. Ramos // Energy Policy. — 2009. — Vol. 37. — P. 633–643. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.10.006

4. Гальперин, Е. М. Надежность систем водоснабжения и водоотведения / Е. М. Гальперин, В. И. Полуян, В. Н. Чувилин // Водоснабжение и санитарная техника. — 2006. —№ 9–2. — С. 38–42.

5. Давыдов, А. Б. Обеспечение надежности водопроводной сети / А. Б. Давыдов, В. И. Булыгин, М. Ю. Радецкий // Водоснабжение и санитарная техника. — 2004. — № 3. — С. 6–8.

6. Fontana, N. Losses reduction and energy production in water-distribution networks / N. Fontana, M. Giugni, D. Portolano // Journal of Water Resources Planning and Management. — 2012. — Vol. 138. — P. 237–244.

7. Vieira, F. Hybrid solution and pump-storage optimization in water supply system efficiency: A case study / F. Vieira, H. M. Ramos // Energy Policy. — 2008. — Vol. 36. — P. 4142–4148. https://doi.org/10.1016/j.enpol.2008.07.040.

8. Богомолов, А. И. Гидравлика / А. И. Богомолов, К. А. Михайлов. — Москва : Стройиздат, 1972. — 648 с.

9. Ловкис, З. В. Гидравлика / З. В. Ловкис. — Минск : Беларусская навука, 2012. — 439 с.

10. Ландау, Ю. Гидроэнергетика и окружающая среда / Ю. Ландау, Л. Сиренко. — Киев : Либра, 2004. — 484 с.

11. Energy efficiency in the European water industry: learning from best practices / J. Frijns, R. Middleton, C. Uijterlinde, G. Wheale // Journal of Water and Climate Change. — 2012. — Vol. 3. — P. 11–17. https://doi.org/10.2166/wcc.2012.068.

12. Викулин, П. Д. Гидравлика систем водоснабжения и водоотведения / П. Д. Викулин, В. Б. Викулина. — Москва : МГСУ, 2014. — 248 с.

Поступила в редакцию 04.05.2022
Поступила после рецензирования 07.06.2022
Принята к публикации 07.06.2022

Об авторах:

Саакян Арам Ашотович, декан строительного факультета Национального университета архитектуры и строительства Армении (0009, РА, г. Ереван, ул. Теряна, 105, корп. 2), кандидат технических наук, ORCID, sahakyan.aram@nuaca.am.

Бутко Денис Александрович, заведующий кафедрой «Водоснабжение и водоотведение» Донского государственного технического университета (344003, РФ, г. Ростов-на-Дону, пл. Гагарина, 1), кандидат технических наук, доцент, ScopusID, ORCID, den_111@mail.ru

Заявленный вклад соавторов:

А. А. Саакян — формирование основной концепции, цели и задачи исследования, проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов; Д. А. Бутко — анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

МАШИНОСТРОЕНИЕ И МАШИНОВЕДЕНИЕ
MACHINE BUILDING AND MACHINE SCIENCE





Check for updates

УДК 621.375. (075.8)
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-150-160

Научная статья



Исследование системы автоматического управления стабилизации изображения бортовых оптико-электронных приборов наведения и слежения

К. А. Бурдинов✉, **К. М. Шашкина**, **Эхсан Шагхаей**
Центр технологий компонентов робототехники и мехатроники, АНО ВО «Университет Иннополис», Российская Федерация, г. Иннополис, ул. Университетская, д. 1
✉sainquake@gmail.com

Аннотация

Введение. Движение носителя и внешние факторы (влияние атмосферы, температуры и давления) существенно ухудшают качество изображения смотрящих оптико-электронных систем (ОЭС) и точность позиционирования излучающих ОЭС. Рассматриваются проблемы повышения качества изображения и вероятность удержания изображения объекта наблюдения (ОН) на оптической оси следящей ОЭС.

Материалы и методы. Создание системы автоматического управления оптико-электронного прибора (САУ ОЭП) предполагает решение многокритериальной задачи оптимизации с учетом ряда противоречивых технико-экономических (ТЭ) требований. Определение допустимых динамических погрешностей (ДДП) стабилизации изображения является ключевым вопросом в разработке бортовых оптико-электронных приборов (БОЭП). Уравнения Лагранжа II рода и смешанный метод Жильбера позволили получить математическую модель ОУ ОЭП. Затем выполнили декомпозицию двухсвязной САУ с нелинейными перекрестными связями в ОУ. Представлена функциональная схема модели формирования изображения БОЭП. Перечислены параметры матричного фотоприемника и требования, предъявляемые к динамической погрешности САУ ОЭП с учетом допустимой ФПМ ОЭП. Визуализированы функции передачи модуляции, линейного, гармонического и вибрационного сдвига изображения, соответствующие допустимым и достигнутым ДДП. В среде Mathcad созданы логарифмические частотные характеристики. Двухсвязная система управления ОЭП при заданных параметрах ОУ для рассматриваемого движения представлена как два независимых канала управления по азимуту и углу места.

Результаты исследования. Приведены процессы управления БОЭП в режимах стабилизации и слежения. Для исследования динамики пространственного управления БОЭП в соответствии с методикой САУ разработана компьютерная имитационная модель (КИМ) ЦСАУ ОЭП. Она реализована в среде Matlab и состоит из КИМ ОУ, приводов, пропорционально-интегрально-дифференцирующих (ПИД) регуляторов с учетом нелинейностей, центрального вычислительного устройства (ЦВУ), программного устройства наведения, КИМ-носителя, реализующего уравнения движения. Описаны гармонические колебания носителя. Определены погрешности слежения и стабилизации в режиме слежения при дополнительно введенном управляющем воздействии в виде постоянной скорости. Исследована динамика пространственного управления БОЭП. Визуализированы компьютерная имитационная модель цифровой системы автоматического управления оптико-электронным прибором, результаты моделирования ЦСАУ ОЭП без учета движения борта и процессы управления ОЭП с учетом движения.

Обсуждение и заключения. Для исследованных случаев рассчитана точность стабилизации. Установлено, что она в десятки раз превосходит заявленные ранее показатели, и это в десятки раз снижает требования к сходимости лазерного пучка и мощности излучения лазера при разработке оптического тракта рассматриваемого изделия. Предложенную КИМ можно использовать при разработке БОЭП. В этом случае применение представленной методики и КИМ поможет снизить трудозатраты и минимизировать ошибки.

Ключевые слова: система автоматического управления, функция передачи модуляции, следящая система, оптимизация, оптико-электронный прибор.

Благодарности: авторы выражают благодарность руководству программы Центра компетенций НТИ по направлению «Технологии компонентов робототехники и мехатроники» за помощь в подготовке данной статьи.

Для цитирования: Бурдинов, К. А. Исследование системы автоматического управления стабилизации изображения бортовых оптико-электронных приборов наведения и слежения / К. А. Бурдинов, К. М. Шашкина, Эхсан Шагхаей // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 150–160. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-150-160

Original article

Investigation of ACS image stabilization of on-board optoelectronic guidance and tracking devices

K. A. Burdinov ✉, **K. M. Shashkina**, **Ehsan Shaghaei**

Centre for Robotics and Mechatronics Components, Innopolis University, 1, Universitetskaya St., Innopolis, Russian Federation

✉sainquake@gmail.com

Abstract

Introduction. The movement of the carrier and external factors (the effects of the atmosphere, temperature and pressure) degrade significantly the image quality of the servo optoelectronic systems (OES) and the positioning accuracy of the emitting OES. The issues of image quality improvement and the probability of keeping the image of the observation object (OO) on the optical axis of the servo EOS are considered.

Materials and Methods. The development of an automatic control system for an optoelectronic device (ACS OED) involved solving a multi-criteria optimization problem taking into account a number of conflicting technical-and-economic (TE) requirements. The determination of tolerated dynamic errors (TDE) of image stabilization was a key issue in the development of on-board optoelectronic devices (OOED). Lagrange equations of the second kind and the mixed Gilbert method made it possible to obtain a mathematical model of the CO OED. Then, the decomposition of a two-link ACS with nonlinear cross-couplings in the CO was performed. A functional diagram of the image formation model of the OOED was presented. The parameters of the matrix photodetector and the requirements for the dynamic error of the ACS OED, taking into account the permissible MTF of the OED, were listed. The functions of transferring modulation, as well as linear, harmonic and vibrational shift of the image corresponding to the permissible and achieved TDE were visualized. Logarithmic frequency characteristics were created in the Mathcad environment. The two-link control system of the OED with the specified parameters of the CO for the considered movement was presented as two independent azimuth and elevation control channels.

Results. The processes of control of the on-board optoelectronic system in the stabilization and tracking modes were described. To study the dynamics of spatial control of the OOEP in accordance with the ACS methodology, a computer simulation model (CSM) of the digital automatic control systems (DACS) of the OED was developed. It was implemented in the Matlab environment and consisted of CSM CO, drives, proportional-integral-derivative (PID) controllers taking into account non-linearities, a central computing device (CCD), a guidance software device, a CSM-carrier that implemented the equations of motion. Harmonic vibrations of the carrier were described. The errors of tracking and stabilization in the tracking mode with an additional control action introduced in the form of a constant speed were determined. The dynamics of spatial control of the OOED was investigated. A computer simulation model of a digital automatic control system of an optoelectronic device, the results of modeling the DACS OED without considering the board movement, and the processes of OED control subject to movement were visualized.

Discussion and Conclusions. The stabilization accuracy was calculated for the studied cases. It was established that the stabilization tens of times exceeded the previously stated indicators, and it tens of times reduced the requirements for the convergence of the laser beam and the laser radiation power when developing the optical path of the product in question. The proposed CSM can be used in the development of the on-board optoelectronic systems. In this case, the application of the presented methodology and CSM will help to reduce labor costs and minimize errors.

Keywords: automatic control system, modulation-transfer function, servo system, optimization, optoelectronic device.

Funding information: the authors would like to thank the management of the NTI Competence Center program “Technologies in Robotics and Mechatronics Components” for their assistance in preparing this article.

For citation: K. A. Burdinov, K. M. Shashkina, Ehsan Shaghaei. Investigation of ACS image stabilization of on-board optoelectronic guidance and tracking devices. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 150–160. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-150-160

Введение. При проектировании современных бортовых оптико-электронных приборов (ОЭП) и комплексов широко используются методы компьютерного моделирования оптико-электронных систем (ОЭС). Над этими задачами работали такие авторы, как Ю. Г. Якушенков, В. В. Тарасов, И. П. Торшина, В. П. Иванов, В. А. Балоев, В. А. Овсянников, В. Л. Филиппов. Компьютерное моделирование позволяет решать задачи рационального выбора структуры, параметров, элементной базы ОЭС, обеспечивающих требуемые показатели эффективности при заданных ограничениях без дорогостоящих натурных исследований и испытаний.

Движение носителя и внешние факторы (температура, давление) существенно ухудшают качество изображения для смотрящих ОЭС и точность позиционирования для излучающих ОЭС. Сокращается вероятность удержания изображения объекта наблюдения (ОН) на оптической оси следящей ОЭС. Для излучающих ОЭС снижается точность позиционирования и вероятность выполнения задач наблюдения. Для удержания изображения ОН в поле зрения или в секторе облучения необходимо захватить довольно большой телесный угол обзора. Значит, нужно увеличивать габариты оптических систем и мощностей силовой электроники. Чтобы этого избежать, применяют управляемые излучающие ОЭС. Указанные выше особенности ОЭП ограничивают разработки САУ ОЭП. Эту проблему рассматривали В. А. Стрежнев, В. М. Матросов, А. С. Земляков, Н. Н. Маливанов, Е. И. Сомов, А. И. Маликов, В. А. Кренев, А. И. Карпов, Д. А. Молин, А. В. Михалицын. При проектировании управляемых ОЭП, работающих в режимах наведения и слежения, установлен следующий факт: время наведения и точность стабилизации оптической оси, а также динамика подсистем ОЭП существенно влияют на качество изображения.

Таким образом, актуальна задача минимизации времени и увеличения точности наведения и удержания изображения ОН в поле зрения управляемого ОЭП. В этой связи необходимы:

– разработка математических моделей ОЭП как объектов управления;
– синтез алгоритмов управления;
– создание компьютерных имитационных моделей (КИМ);
– исследование систем управления, учитывающих динамику движения управляемого ОЭП;
– определение параметров, влияющих на динамические свойства и качество изображения.

Цель работы — улучшение точностных характеристик и повышение качества изображения ОЭП, работающих в режимах наведения, стабилизации и слежения, за счет рационального выбора их параметров при синтезе и моделировании.

Материалы и методы. Разработка САУ ОЭП начинается с решения многокритериальной задачи оптимизации, учитывающей противоречивые технико-экономические (ТЭ) требования. В развитие работы [1] предложена модифицированная методика проектирования САУ ОЭП. За критерий качества САУ примем совокупность динамических характеристик каналов управления, удовлетворяющих условиям:

$$T_{оэп}(\nu_н) \geq T_{оэп}^{доп}(\nu_н), \delta(\omega) \leq \delta^{доп}(\omega), \Delta\alpha_к \leq \Delta\alpha_к^{доп}, \Delta\dot{\alpha}_к \leq \Delta\dot{\alpha}_к^{доп},$$
$$M \leq M^{доп}, |\Delta\varphi| \geq \Delta\varphi^{доп}, |\Delta L| \geq \Delta L^{доп}. \quad (1)$$

Здесь $T_{оэп}^{доп}(\nu_н), T_{оэп}(\nu_н)$ — допустимая и реализованная функция передачи модуляции (ФПМ) ОЭП на частоте Найквиста, $\delta(\omega)$; $\delta^{доп}$ — амплитудная частотная характеристика перекрестных связей и ее допустимое значение декомпозиции; $\Delta\alpha_к^{доп}, \Delta\dot{\alpha}_к^{доп}, \Delta\alpha_к, \Delta\dot{\alpha}_к$ — допустимые и установившиеся значения динамических погрешностей САУ по углу и угловой скорости при действии возмущений в условиях, близких к реальной эксплуатации САУ; к = 1, 2, … — номер канала управления, обеспечивающего качество изображения; $M_{доп}$ = 1,05–1,25 — показатель колебательности, $\Delta\varphi$; ΔL — запасы устойчивости по фазе и по амплитуде.

Ключевой вопрос в разработке ОЭП — определение допустимых динамических погрешностей (ДДП) стабилизации изображения.

Схема формирования изображения бортового оптико-электронного прибора (БОЭП) представлена на рис. 1.

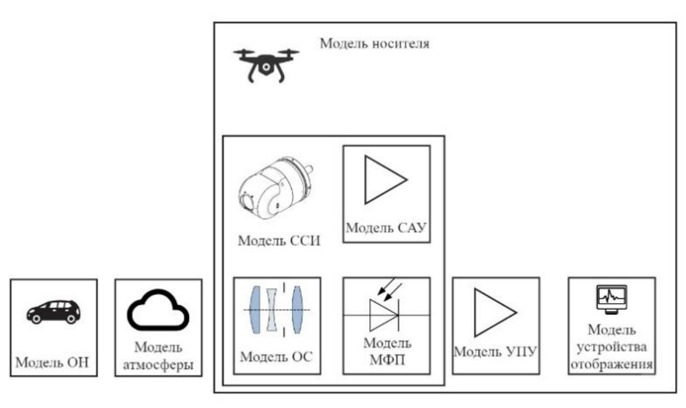


Рис. 1. Функциональная схема модели формирования изображения БОЭП: ОН — объект наблюдения; ОС — оптическая система; МФП — матричный фотоприемник; УПУ — усилительно-преобразовательное устройство; ССИ — система стабилизации изображения

ФПМ БОЭП должна удовлетворять условию, обеспечивающему допустимое качество изображения [2]:

$$T_{\text{ОЭС}}(\nu) = T_{\text{ат}}(\nu)T_{\text{об}}(\nu)T_{\text{фп}}(\nu)T_{\text{упу}}(\nu)T_{\text{ССИ}}(\nu) > T_{\text{ОЭС}}^{\text{доп}}(\nu), \tag{2}$$

$$T_{\text{ОЭС}}^{\text{доп}}(\nu) = 2\left(Sinc\left(N\frac{\gamma_{\text{и}}}{2}\right)\right)^{-1} exp\left[-\frac{\left(N\gamma_{\text{р}}\right)^2}{16\,ln(2m)}\right].$$

Здесь $T_{\text{ОЭС}}(\nu)$ — ФПМ ОЭП; N — пространственная частота; $T_{\text{ОЭС}}^{\text{доп}}(\nu)$ — допустимая ФПМ ОЭП; $T_{\text{ат}}(\nu)$ — ФПМ атмосферы; $T_{\text{об}}(\nu)$ — ФПМ объектива; $T_{\text{фп}}(\nu)$ — ФПМ фотоприемника; $T_{\text{упу}}(\nu)$ — ФПМ преобразования оптической информации [1]; $T_{\text{ССИ}}(\nu)$ — ФПМ сдвига изображения (динамической погрешности ССИ), зависящая от вида динамического смещения изображения: линейного (Л) — $x(t) = Vt$, гармонического (Г) — $x(t) = a_0 sin(t)$, случайного (СЛ) и расфокусировки.

Допустимая ФПМ системы стабилизации изображения включает системы слежения, стабилизации, виброзащиты (СВ) и автоматической фокусировки (САФ) [3]:

$$T_{\text{ССИ}}(N) = T_{\text{Л}}(N)T_{\Gamma}(N)T_{\text{В}}(N)T_{\Phi}(N) \geq T_{\text{ССИ}}^{\text{доп}}(N) = \frac{T_{\text{оэп}}^{\text{доп}}(N)}{T_{\text{ст}}(\text{N})},$$

$$T_{\text{Л}}(\nu) = sinc(\pi\Delta\alpha_{\text{Л}}\nu), T_{\Gamma}(\nu) = J_0(2\pi\Delta\alpha_{0\Gamma}\nu), T_{\text{В}}(\nu) = exp[-2(\pi\Delta\alpha_{\text{В}}\nu)^2], \tag{3}$$

$$T_{\Phi}(\nu) = \frac{2J_1(\Delta_{\text{ф}})}{\Delta_{\text{ф}}}, \Delta_{\text{ф}} = 28\pi\sigma\left(\frac{\lambda_{\text{ср}}\nu}{D}\right)\left(1 - \frac{\lambda_{\text{ср}}\nu}{D}\right),$$

$$T_{\text{ст}}(N) = T_{\text{ат}}(N)T_{\text{об}}(N)T_{\text{фп}}(N)T_{\text{упу}}(N).$$

Здесь $T_{\text{Л}}(N)$ — погрешность линейного смещения изображения; $T_{\Gamma}(N)$ — амплитуда погрешности синусоидального колебания; $T_{\text{В}}(N)$ — среднее значение погрешности амплитуды вибраций; J_0 — функция Бесселя первого рода нулевого порядка; $J_1(\Delta_{\text{ф}})$ — функция Бесселя первого рода первого порядка; $\Delta_{\text{ф}}$ — погрешность фокусировки (мм); σ — среднее значение волновой аберрации в долях длины волны; $\lambda_{\text{ср}}$ — средняя длина волны спектрального диапазона.

Будем исходить из условия, что каждая подсистема САУ должна вносить одинаковую долю изменения качества изображения ОЭП и $T_{\text{ст}}(N)$ = const за время наблюдения. Тогда упростится определение допустимых ФПМ ССл, СВ, САФ (3):

$$T_j^{\text{доп}}(\nu) = \sqrt[4]{\frac{T_{\text{ОЭС}}^{\text{доп}}(\nu)}{T_{\text{ст}}(\nu)}} \quad (j = \text{Л}, \Gamma, \text{В}, \Phi). \tag{4}$$

Разложим функции $T_{\text{Л}}(N), T_{\Gamma}(N), T_B(N), T_{\Phi}(N)$ (3) в ряд и получим выражения, определяющие ДДП:

$$\Delta\alpha_{\text{Л}}^{\text{доп}} \leq \frac{0{,}824\sqrt{1-T_{\text{Л}}^{\text{доп}}(\nu_{\text{н}})}}{\nu_{\text{н}}}, \Delta\alpha_{\Gamma}^{\text{доп}} \leq= \frac{0{,}335\sqrt{1-T_{\Gamma}^{\text{доп}}(\nu_{\text{н}})}}{\nu_{\text{н}}}, \tag{5}$$

$$\Delta_{\Phi}^{\text{доп}} \leq 3{,}018\sqrt{1 - T_{\Phi}^{\text{доп}}(\nu_{\text{н}})}, \Delta\alpha_{\text{В}}^{\text{доп}} \leq \frac{\sqrt{0.5\,ln[T_{\text{В}}^{\text{доп}}(\nu_{\text{н}})]^{-1}}}{\pi\nu_{\text{н}}}.$$

Здесь $\nu_{\text{н}}$ — частота Найквиста.

Предельная пространственная частота, которую должен разрешать ОЭП в процессе наблюдения, определятся критерием Джонсона:

$$\nu_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{Д}}L}{h_{\text{кр}}}, \nu_{\text{н}} = 0{,}5\nu_{\text{пр}}, \tag{6}$$

где $\nu_{пр}$ — угловая (штр/рад) предельная пространственная частота; $N_Д$ — число элементов разрешения (числа Джонсона); L — расстояние до ОН; $h_{кр}$ — критический размер ОН.

При разложении отбрасываются все члены ряда, кроме первых, поэтому полученные допуски следует уточнить путем градиентного спуска.

Представленные выше рассуждения позволили решить задачу определения точности стабилизации изображения бортовой оптико-электронной системы (БОЭС) для режимов слежения и стабилизации. Были разработаны методика и программа расчета ФПМ и допусков (патент RU2021660340[1]).

Назовем требования, предъявляемые к динамической погрешности САУ ОЭП с учетом допустимой ФПМ ОЭП. Исходные данные для расчета:

– диаметр входного зрачка — D = 90 мм,
– фокусное расстояние ОС — $f`$= 100 мм,
– длина волны — λ = 4 мкм,
– расстояние до объекта наблюдения — L = 10 км,
– метеорологическая видимость — SM = 15 км,
– высота полета — H = 5 км,
– количество элементов МФП — 256×256,
– частота кадров — F = 400 Гц,
– вероятность правильного обнаружения — $P_{обн}$ = 0,8,
– вероятность ложной тревоги — $P_{лт} = 10^{-4}$,
– отношение сигнал/шум усилителя — оптимального фильтра — m = 1,105,
– угловой размер объекта наблюдения — $\gamma_s = 5\cdot10^{-5}$ рад,
– угловое расстояние между двумя соседними целями — $\gamma_р = 3{,}34\cdot10^{-3}$ рад.

Параметры МФП:

– $d = 0{,}25a$ — толщина фоточувствительного слоя,
– $\varepsilon_n = 4\cdot10^{-5}$ — неэффективность переноса заряда,
– α_c = 2 — число выборок на 1 элемент,
– $k_з$ = 0,6 — коэффициент заполнения,
– $\tau = 5{,}4\cdot10^{-9}$ с — время считывания,
– $\tau_{пр} = 5\cdot10^{-10}$с — постоянная времени преобразователя.

На рис. 2 приведены ФПМ линейного, гармонического и вибрационного сдвига изображения, соответствующие допустимым и достигнутым ДДП САУ БОЭП.

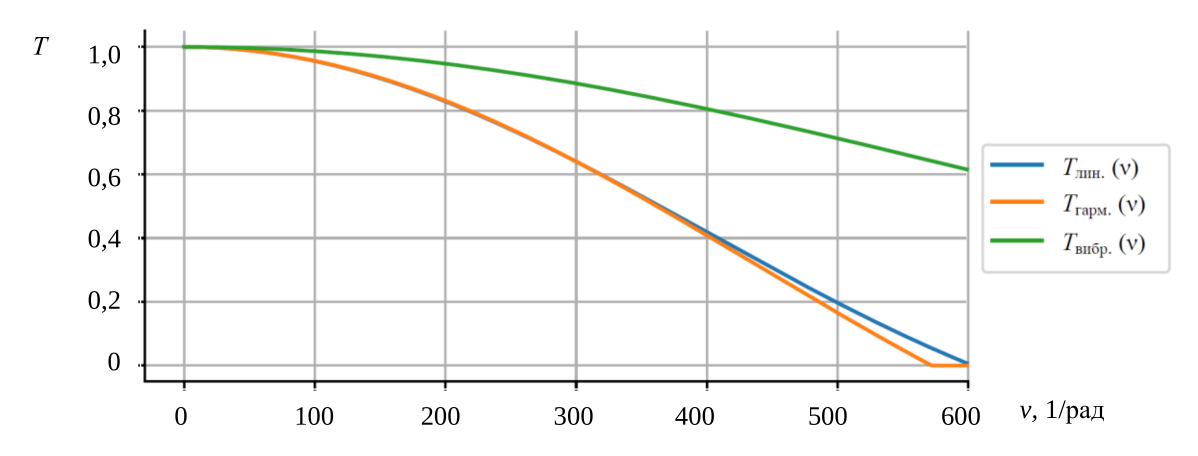


Рис. 2. Функции передачи модуляции $T_j^{доп}(\nu)$

В соответствии с (3)–(5) и исходными данными для расчета вычислили: $\nu_{пр} = 600$ рад$^{-1}$ канала наблюдения БОЭП в инфракрасной области с вероятностью обнаружения $P = 0{,}8$. Для ФПМ БОЭП и ДДП САУ: $\Delta\alpha_Л$ = 3,5 угл. мин, $\Delta\alpha_Г$ = 3,1 угл. мин, $\Delta\alpha_В$ = 3,0 угл. мин.

[1] Программа вычисления функции передачи модуляции оптико-электронного прибора, базирующегося на БПЛА : патент 2021660340 Рос. Федерация / К. А. Бурдинов ; Университет Иннополис. № 2021619174; заявл. 11.06.2021 ; опубл. 24.06.2021, Бюл. № 7, 1 с.

На основе уравнений Лагранжа II рода и смешанного метода Жильбера получили математическую модель ОУ ОЭП [4] наведения и слежения в виде трех информационных каналов, приводимых в движение электродвигателями типа ДБМ по осям Карданова подвеса. Представили ее в матричном виде[2]:

$$A(q)\ddot{q} + B(t,q)\dot{q} + F(q,\dot{q}) + W(t,q) + Q(t,q) = M_{\text{дв}} - M_{\text{тр}}. \quad (7)$$

Здесь $q = (\alpha \quad \beta)^T$, α, β — углы поворота ОУ по азимуту и углу места.

$$A(q) = \begin{pmatrix} B_1 + B(\beta) & -D(\beta) \\ -D(\beta) & C_2 \end{pmatrix},\ B(t,q) = \begin{pmatrix} 0 & b_{\alpha\beta}(t,\alpha,\beta) \\ -b_{\alpha\beta}(t,\alpha,\beta) & 0 \end{pmatrix},$$

$$F(q,\dot{q}) = \begin{pmatrix} -2\dot{\alpha}\dot{\beta}F(\alpha,\beta) - \dot{\beta}^2 E(\beta) \\ \dot{\alpha}^2 F(\beta) \end{pmatrix},\ W(t,q) = \begin{pmatrix} w_\alpha(t,q) \\ w_\beta(t,q) \end{pmatrix},$$

$$Q(t,q) = \begin{pmatrix} r_\alpha(q) \\ r_\beta(q) \end{pmatrix}\left(\tilde{a}_O(t) + A_y A_c \tilde{g}\right),\ M_{\text{дв}} = \begin{pmatrix} M_{\text{дв.1}} \\ M_{\text{дв.2}} \end{pmatrix},\ M_{\text{тр}} = \begin{pmatrix} M_{\text{тр.1}} sign(\dot{\alpha}) \\ M_{\text{тр.2}} sign(\dot{\beta}) \end{pmatrix},$$

$$b_{\alpha\beta}(t,\alpha,\beta) = \{(2A_2(\beta) - C_2)\cos\alpha - 2E(\beta)\sin\alpha\}\omega_{x_y}(t) - 2F(\beta)\omega_{y_y}(t) - \{(2A_2(\beta) - C_2)\sin\alpha + 2E(\beta)\cos\alpha\}\omega_{z_y}(t),$$

$$w_\alpha(t,q) = \left\{-\dot{\omega}_{x_y}(t)F(\alpha,\beta) + \dot{\omega}_{y_y}(t)\big(B_1 + B(\beta)\big) - \dot{\omega}_{z_y}(t)D(\alpha,\beta)\right\} + \Big\{E(\alpha,\beta)\Omega_{x_y}^2(t) - E(\alpha,\beta)\omega_{z_y}^2(t) + D(\alpha,\beta)\omega(t)\omega_{y_y}(t) + 2A_1(\alpha,\beta)\omega_{x_y}(t)\omega_{z_y}(t) - F(\alpha,\beta)\omega_{y_y}(t)\omega_{z_y}(t)\Big\},$$

$$w_\beta(t,q) = \left\{-\dot{\omega}_{x_y}(t)[E(\beta)\cos(\alpha) - C_2\sin(\alpha)] - \dot{\omega}_{y_y}(t)D(\beta) + \dot{\omega}_{z_y}(t)[E(\beta)\sin(\alpha) + C_2\cos(\alpha)]\right\} - \frac{1}{2}\Big\{[F(\beta)(1+\cos(2\alpha)) + D(\beta)\sin(2\alpha)]\omega_{x_y}^2(t) - 2F(\beta)\omega_{y_y}^2(t) + [F(\beta)(1-\cos(2\alpha)) - D(\beta)\sin(2\alpha)]\omega_{z_y}^2(t) + 2[2A_2(\beta)\cos(\alpha) - E(\beta)\sin(\alpha)]\omega_{x_y}(t)\omega_{y_y}(t) - 2[F(\beta)\sin(2\alpha) - D(\beta)\cos(2\alpha)]\omega_{x_y}(t)\omega_{z_y}(t) - 2[E(\beta)\cos(\alpha) + 2A_2(\beta)\sin(\alpha)]\omega_{y_y}(t)\omega_{z_y}(t)\Big\},$$

$$r_\alpha(q) = m_1\begin{pmatrix} -x_{C_1}\sin(\alpha) + z_{C_1}\cos(\alpha) \\ 0 \\ -x_{C_1}\cos(\alpha) - z_{C_1}\sin(\alpha) \end{pmatrix}^T + m_2\begin{pmatrix} -\big(x_{C_2}\cos(\beta) - y_{C_2}\sin(\beta)\big)\sin(\alpha) + z_{C_2}\cos(\alpha) \\ 0 \\ -\big(x_{C_2}\cos(\beta) - y_{C_2}\sin(\beta)\big)\cos(\alpha) - z_{C_2}\sin(\alpha) \end{pmatrix}^T,$$

$$r_\beta(q) = m_2\begin{pmatrix} \big(-x_{C_2}\sin(\beta) - y_{C_2}\cos(\beta)\big)\cos(\alpha) \\ x_{C_2}\cos(\beta) - y_{C_2}\sin(\beta) \\ \big(x_{C_2}\sin(\beta) + y_{C_2}\cos(\beta)\big)\sin(\alpha) \end{pmatrix}^T.$$

Следующий этап разработки — декомпозиция двухсвязной САУ [5] с нелинейными перекрестными связями в ОУ, каким и является исследуемый ОЭП. Линеаризованные уравнения движения относительно траектории имеют вид:

$$\begin{gathered} a \times_{\text{вх}}(t) = \dot{\alpha}_0 t \in 0 \div 2\pi;\ \beta \times_{\text{вх}}(t), = \dot{\beta}_0 t \in 0 \div \pi/2, \\ (a_{10} + a_{11})\Delta\ddot{\alpha} + (b_{10} + b_{11})\Delta\dot{\alpha} + c_{11}\Delta\alpha + a_{12}\Delta\ddot{\beta} + b_{12}\Delta\dot{\beta} + c_{12}\Delta\beta = K_{u1}\Delta u_1, \\ a_{21}\Delta\ddot{\alpha} + b_{21}\Delta\dot{\alpha} + a_{20}\Delta\ddot{\beta} + b_{20}\Delta\dot{\beta} + c_{22}\Delta\beta = K_{u2}\Delta u_2, \\ \Delta u_1 = R_1(p)\Delta\varepsilon_1, \Delta\varepsilon_1 = \Delta\alpha_{\text{вх}}^* - \Delta\alpha^*; \Delta u_2 = R_2(p)\Delta\varepsilon_2, \Delta\varepsilon_2 = \Delta\beta_{\text{вх}}^* - \Delta\beta^*. \end{gathered} \quad (8)$$

Построив переменные коэффициенты системы (8), определим их значения при $t = t_к^*$ в «опасных» точках, в которых параметры значительно изменяются или меняют знаки в диапазоне углов ($\beta^* = 0 \div \pi/2$, $\alpha^* = 0 \div 2\pi$). Тогда, сведя систему (8) (при $t = t_к^*$) к системе с постоянными параметрами и используя правило Крамера, выразим ее в форме передаточных функций (ПФ) в точках $t = t_к^*$:

$$\begin{gathered} \Delta\alpha = W_{11}(p,t_к^*)\Delta u_1 - W_{12}(p,t_к^*)\Delta u_2, \\ \Delta\beta = W_{22}(p,t_к^*)\Delta u_2 - W_{21}(p,t_к^*)\Delta u_1. \end{gathered} \quad (9)$$

Полученные ПФ (9) с учетом (8) для каждого выбранного момента времени ($t = t_к^*$) можно представить в виде структурной схемы с прямыми перекрестными связями (ПС, рис. 3). Здесь и далее для простоты записи ПФ обозначим $W_{кij}(p) = W_{ij}(p,t_к^*)$.

[2] Математическая модель и синтез системы автоматического управления бортового оптико-электронного прибора / К. А. Бурдинов [и др.] // XII Всерос. съезд по фундаментальным проблемам теоретической и прикладной механики : сб. тр. Уфа, 2019. С. 190–192.

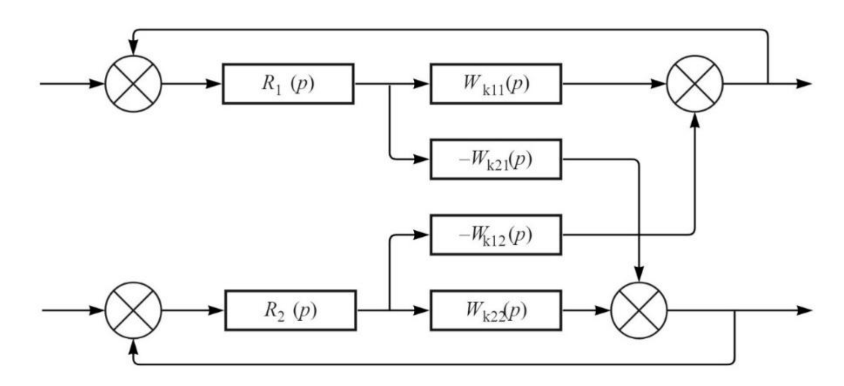


Рис. 3. Структурная схема двухсвязной САУ

Оценим ПС САУ по их частотным характеристикам (ЧХ). Для этого запишем ПФ разомкнутой системы с учетом 2-го замкнутого канала управления при $\Delta\beta_{вх} = 0$ (рис. 4).

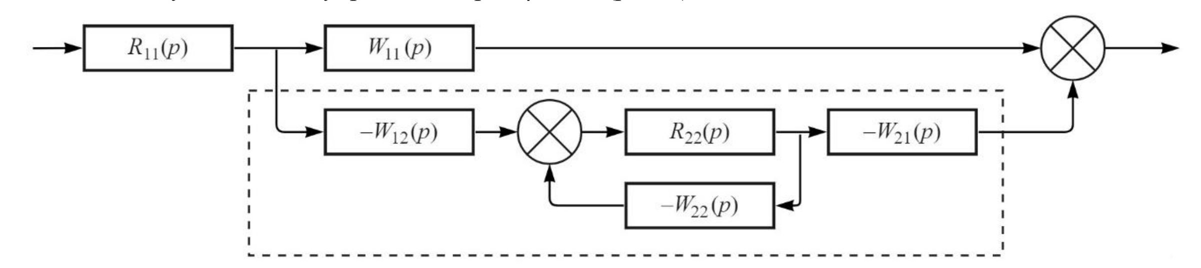


Рис. 4. Структурная схема САУ, разомкнутая по одному каналу управления

Построим годограф $W_{к1}^{раз}(j\omega) = R_1(j\omega)W_{к11}(j\omega)$ и трубки вокруг него с радиусами для каждого момента времени $t_к^*$:

$$\varepsilon_{1к}(\omega) = R_1(\omega)\, W_{к11}(\omega)\, W_{2к}(\omega)\, \delta_к(\omega). \quad (10)$$

Учитывая (10) и критерий Найквиста, можно судить об устойчивости САУ (1), (2) и о влиянии ПС на ее устойчивость в диапазоне углов сканирования (3).

В результате для каждого ($t_к^*$-го) определим время ПС:

$$\delta_{кi}(\omega) = \delta_{к12}(\omega)\delta_{к21}(\omega)W_{кj}(\omega) = \frac{W_{к12}(\omega)}{W_{к11}(\omega)}\frac{W_{к21}(\omega)}{W_{к22}(\omega)}W_{кj}(\omega), (i, j = 1{,}2). \quad (11)$$

Рассмотрим ПС САУ, удовлетворяющие условиям декомпозиции.

Согласно (8), (11) по данным геометрии масс ОУ, для 11 выбранных точек по времени определили ($t_к^*$ = 0; 0,89; 1,35; 1,58; 1,71; 2,3; 2,97; 3,8; 4,5; 4,75; 6,28 с). Построили $a_{ij}(t)$, $b_{ij}(t)$, $c_{ij}(t)$. В среде Matcad создали логарифмические частотные характеристики (ЛАХ) $\delta_к(\omega)$ (k = 1,11) (рис. 5).

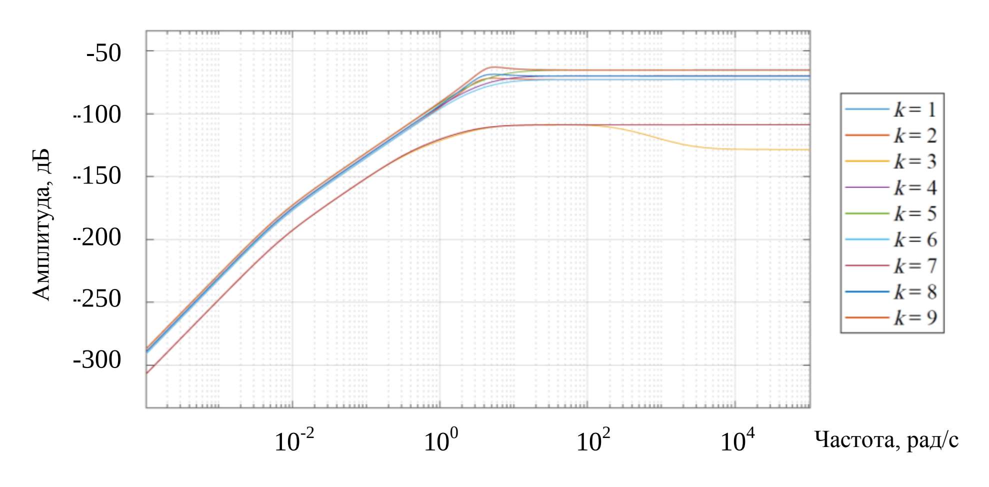


Рис. 5. Логарифмические амплитудные характеристики $\delta_к(\omega)$

На рис. 5 видно, что все множество ЛАХ не превышает –50 дБ. Из анализа ЛАХ $\delta_к(\omega)$ имеем представленные ниже результаты.

$\forall\omega\in\Omega_1 = (10^{-4}\div10^{4})$ рад/с.

Определены: max $\delta_к(\omega)$ = 0,0136 (–37,3 дБ) < $\delta^{доп}$ = 0,0335 (–29,5 дБ), $\Delta L = M^{доп} / (M^{доп} + 1)$ = 0,535 (–5,43 дБ) при $M_{10} = M_{20}$ = 1,1; $M^{доп}$ = 1,15.

Таким образом, двухсвязную систему управления (8) ОЭП при заданных параметрах ОУ для рассматриваемого движения можно представить как два независимых канала управления по азимуту и углу места.

Результаты исследования. На рис. 6–7 показаны процессы управления БОЭП в режимах стабилизации и слежения. Масштаб графиков рассогласования увеличен в 600 раз. Графики программного управления и выходной величины визуально совпадают.

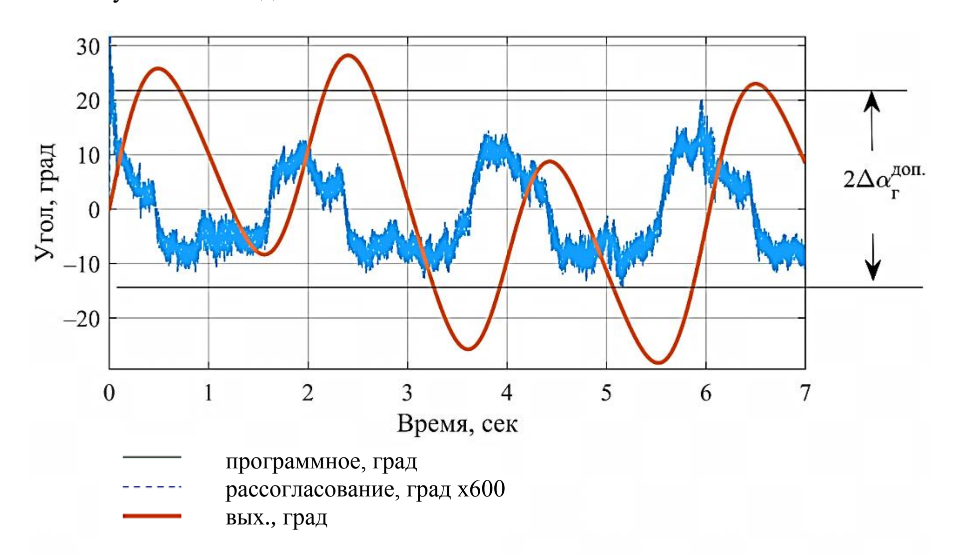


Рис. 6. Процессы стабилизации БОЭП по азимуту

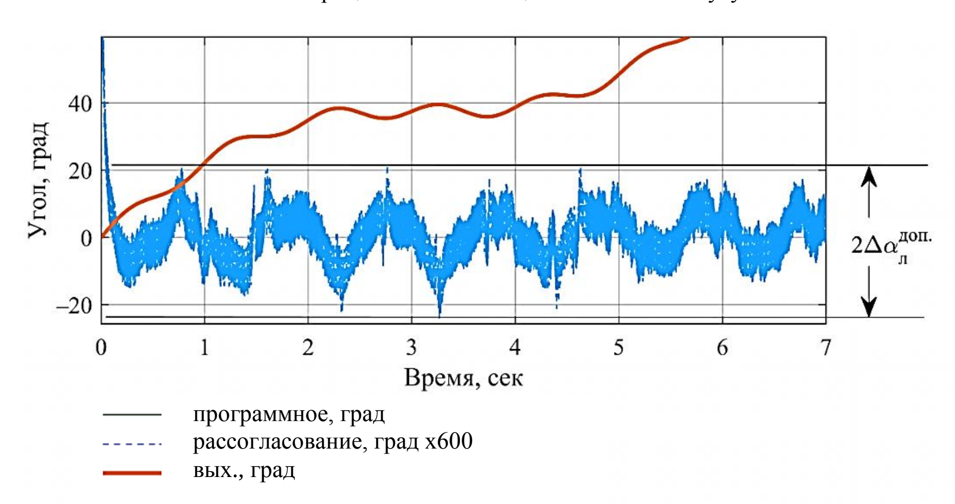


Рис. 7. Процессы слежения БОЭП по азимуту

Опишем гармонические колебания носителя: $A_1 = A_2 = 2^0$ (амплитуды), $T_1 = T_2$ = 1 с (периоды колебаний) и $A_1 = A_2 = 12^0$, $T_1 = T_2$ = 6,28 с. Укажем моменты нагрузки: $M_{дв1}$ = 2,2 Нм, $M_{дв1}$ = 0,3 Нм. При таких гармонических колебаниях и моментах нагрузки погрешность стабилизации оси визирования не превышает:

– по азимуту — 1,2 угл. мин,

– по углу места — 1,6 угл. мин.

В режиме слежения при дополнительно введенном управляющем воздействии в виде постоянной скорости $12^{град}$/с погрешность слежения и стабилизации не превышает 1,7 угл. мин по азимуту и 1,3 угл. мин по углу места.

Для исследования динамики пространственного управления БОЭП в соответствии с методикой САУ разработана КИМ цифровой системы автоматического управления (ЦСАУ) ОЭП конкретного назначения (рис. 8) [1].

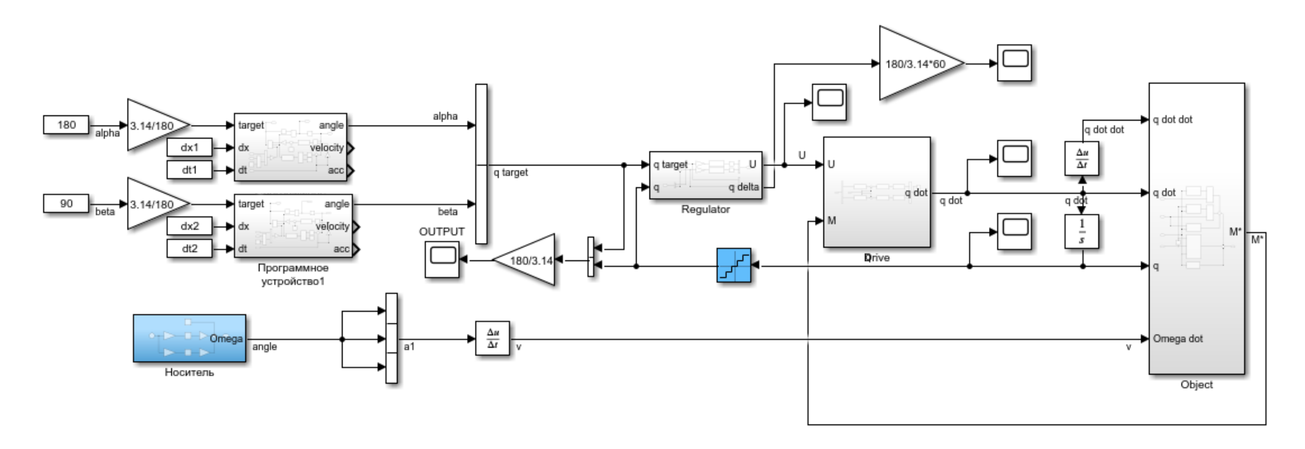


Рис 8. Компьютерная имитационная модель цифровой системы автоматического управления оптико-электронным прибором

Решение реализовано в среде Matlab Simulink. Его элементы:

– КИМ ОУ (Object), полученная согласно (7);

– КИМ приводов (Drive);

– КИМ ПИД-регуляторов (Regulator) с учетом нелинейностей и ЦВУ;

– КИМ программного устройства наведения;

– КИМ носителя, реализующего уравнения движения носителя.

На рис. 6 и 7 приведены результаты моделирования ЦСАУ ОЭП без учета движения борта. При этом:

– погрешность наведения не превышает по азимуту 18 угл. мин, по углу места — 10 угл. мин;

– погрешность слежения — 0,6 угл. мин по азимуту, 0,6 угл. мин по углу места;

– погрешность стабилизации — 0,45 угл. мин. по азимуту, 0,6 угл. мин по углу места.

На рис. 9 показаны процессы управления ОЭП с учетом его движения. Погрешность наведения по азимуту — 2 угл. мин, по углу места — 5 угл. мин. Погрешность слежения и стабилизации — 0,8 угл. мин по азимуту, 1,3 угл. мин по углу места.

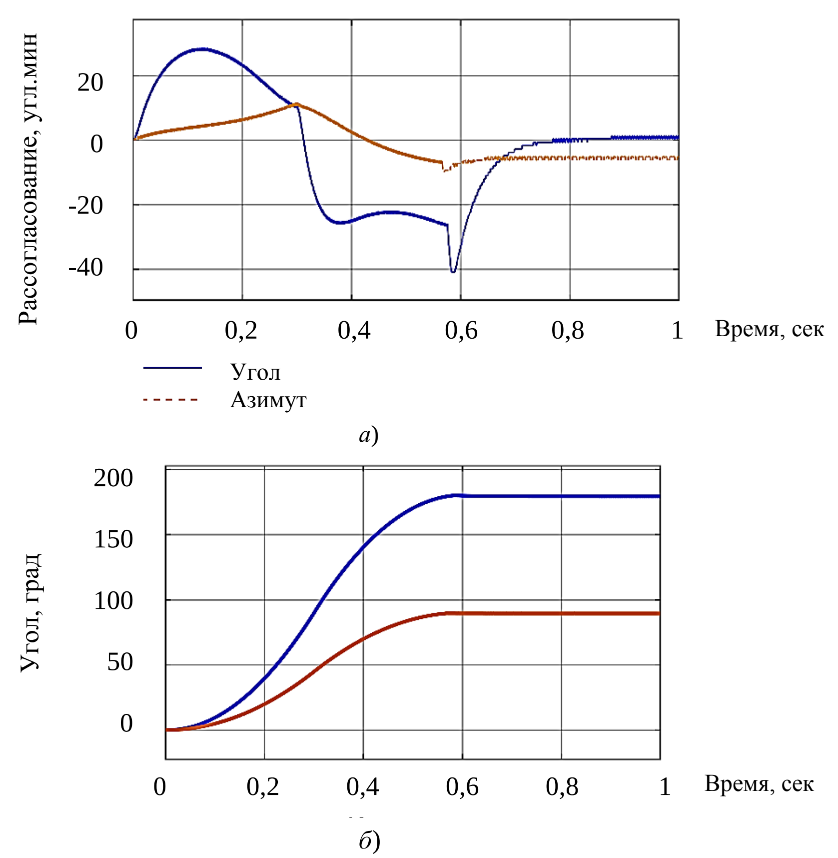


Рис. 9. Результаты моделирования системы в режиме наведения по двум каналам (градусы): *а* — рассогласование системы; *б* — графики переходных процессов. Во втором случае визуально совпадают график программного управления (alpha target, beta target) и выходной величины (alpha, beta)

Обсуждение и заключения. Полученные результаты представлены ниже.

1. Предложена методика оценки допусков на точность стабилизации изображения БОЭП в условиях управляемых и температурных воздействий (патент RU2021660340). Представлены аналитические оценки ДДП стабилизации изображения по (4), (5) для режимов слежения и стабилизации на основе ФПМ ОЭП. Получены требования к САУ, обеспечивающие решение задачи обнаружения ОН в инфракрасной области.

2. Назван критерий приемлемости декомпозиции, описана методика декомпозиции двухсвязной САУ ОЭП с применением компьютерных технологий. Для конструктивных параметров ОУ реального прибора определены требования, позволяющие синтезировать САУ ОЭП как два независимых канала управления.

3. Предложены КИМ САУ ОЭП для исследования динамики изолированных каналов управления и пространственного управления. При этом учтены нелинейность и нестационарность ОУ конкретного назначения.

4. Разработана механическая модель ОЭП, получены уравнения динамики пространственного движения (7) ОУ.

5. Синтезированы параметры ПИД-регуляторов, обеспечивающие устойчивое наведение и стабилизацию ОЭП при всех заданных режимах. Добротность по скорости: $K_{v1} = (3700 \div 4000)\text{с}^{-1}, K_{v2} = (3000 \div 3300)\ \text{с}^{-1}$. Корректирующие звенья: $T_{\text{к}11} = T_{\text{к}12} = 0{,}05\text{с}, T_{\text{к}21} = T_{\text{к}22} = 5 \times 10^{-5}$ с. Это обеспечивает более точную работу системы планирования полета и построение траектории [6–8].

6. Показано, что с помощью КИМ можно получить требуемые время и погрешность наведения, стабилизации и слежения. При этом скорость наведения — 0,6 с. Соответствующий показатель зарубежных аналогов — 1 с[3].

7. В [9] рассматривается система лазерного противодействия. Ее технические характеристики позволяют выполнять задачу при W = 1000 Вт/стерадиан и мощности лазера P = 3,1 Вт. В [10] показано, что необходима мощность излучения W = 2700 Вт/стерадиан при мощности лазера P = 200 мВт.

Рассчитаем требуемую точность стабилизации для каждого из представленных случаев по формуле $\Delta = \frac{2\times180\times60}{\pi}\arccos\left(1-\frac{P}{2\,\pi\,W}\right)$ [угл. мин] и сведем в табл. 1.

Таблица 1

Сравнение требуемой точности стабилизации

	Мощность излучения (W), Вт/стерадиан	Мощность лазера (P), Вт	Требуемая точность стабилизации (Δ), угл. мин
Установка [11]	2700	0,2	33,4
Установка [10]	1000	3,1	216,1
Изделие			1,3

Таким образом, точность стабилизации предлагаемой системы в десятки раз превосходит требуемую в статьях [9, 10]. И это в десятки раз снижает требования к сходимости лазерного пучка и мощности излучения лазера при разработке оптического тракта рассматриваемого изделия.

Список сокращений и условных обозначений

ОЭС — оптико-электронная система,
ОЭП — оптико-электронный прибор,
ОН — объект наблюдения,
КИМ — компьютерная имитационная модель,
САУ — система автоматического управления,
ФПМ — функция передачи модуляции,
ДДП — допустимая динамическая погрешность,
ССИ — система стабилизации изображения,
МФП — матричный фотоприемник.

[3] Directed Infrared Countermeasure (DIRCM) / EMSOPEDIA // emsopedia.org : [сайт]. — URL: https://www.emsopedia.org/entries/directed-infrared-countermeasure-dircm/ (дата обращения: 01.05.2022).

Список литературы

1. Методика разработки и испытаний систем управления и виброзащиты бортовых оптико-электронных приборов / В. А. Балоев, К. А. Бурдинов, А. И. Карпов [и др.] // Оптический журнал. — 2021. — Т. 88, № 3. — С. 13–26 https://doi.org/10.17586/1023-5086-2021-88-03-24-36.

2. Молин, Д. А. Применение функции передачи модуляции для оценки допустимых характеристик оптико-электронных приборов / Д. А. Молин // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. — 2011. — № 1. — С. 68–75.

3. Сокольский, М. Н. Допуски и качество оптического изображения / М. Н. Сокольский. — Ленинград : Машиностроение, 1989. — 220 с.

4. Балоев, В. А. Имитационное моделирование двухступенчатой системы управления сканирующим устройством бортового базирования / В. А. Балоев, А. И. Карпов, В. А. Кренев [и др.] // Оптический журнал. — 2017. — Т. 84, № 3. — С. 6–14.

5. Гаркушенко, В. И. Синтез многосвязной нестационарной системы управления при неполной информации / В. И. Гаркушенко // Вестник Казанского государственного технического университета им. А. Н. Туполева. — 2003. — № 3. — С. 47–49.

6. Bangura, M. Real-time model predictive control for quadrotors / M. Bangura, R. Mahony // IFAC Proceedings Volumes. — 2014. — Vol. 47. — P. 11773–11780 https://doi.org/10.3182/20140824-6-ZA-1003.00203

7. Real-time long range trajectory replanning for MAVs in the presence of dynamic obstacles / Geesara Kulathunga, R. Fedorenko, S. Kopylov, A. Klimchik // URL: https://ieeexplore.ieee.org/document/9162605 (accessed: 13.06.2022) https://doi.org/10.1109/ACIRS49895.2020.9162605.

8. Optimization-Based Trajectory Tracking Approach for Multi-Rotor Aerial Vehicles in Unknown Environments / Geesara Prathap Kulathunga, Hany Hamed, D. Devitt, A. Klimchik // IEEE Robotics and Automation Letters. — 2022. — Vol. 7. — P. 4598–4605.

9. Development of a mid-infrared laser for study of infrared countermeasures techniques / H. H. P. Th. Bekman, J. C. van den Heuvel, F. J. M. van Putten, R. Schleijpen // URL: https://www.spiedigitallibrary.org/conference-proceedings-of-spie/5615/0000/Development-of-a-mid-infrared-laser-for-study-of-infrared/10.1117/12.578214.short?SSO=1 (accessed: 13.06.2022) https://doi.org/10.1117/12.578214

10. Optical countermeasures against CLOS weapon systems / A. Toet, K. W. Benoist, J. N. J. van Lingen, R. H. M. A. Schleijpen // URL: https://www.spiedigitallibrary.org/conference-proceedings-of-spie/8898/1/Optical-countermeasures-against-CLOS-weapon-systems/10.1117/12.2028342.short (accessed: 13.06.2022) http://dx.doi.org/10.1117/12.2028342

Поступила в редакцию 05.05.2022
Поступила после рецензирования 02.06.2022
Принята к публикации 02.06.2022

Об авторах:

Бурдинов Константин Алексеевич, старший инженер Центра технологий компонентов робототехники и мехатроники, АНО ВО «Университет Иннополис» (420500, РФ, г. Иннополис, ул. Университетская, д. 1), ResearcherID, ORCID, sainquake@gmail.com.

Шашкина Ксения Михайловна, руководитель лаборатории беспилотных технологий Центра технологий компонентов робототехники и мехатроники, АНО ВО «Университет Иннополис» (420500, РФ, г. Иннополис, ул. Университетская, д. 1), ScopusID, ORCID, k.shashkina@innopolis.ru.

Эхсан Шагхаей, инженер Центра технологий компонентов робототехники и мехатроники, АНО ВО «Университет Иннополис» (420500, РФ, г. Иннополис, ул. Университетская, д. 1), ResearcherID, ScopusID, ORCID, e.shaghaei@innopolis.university.

Заявленный вклад соавторов:

К. А. Бурдинов — научное руководство, разработка методики, анализ результатов исследований, доработка текста, корректировка выводов. Э. Шагхаей — расчеты, подготовка текста, формулирование выводов. К. Шашкина — вычитка и доработка текста.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ
INFORMATION TECHNOLOGY, COMPUTER SCIENCE, AND MANAGEMENT







УДК 519.654
https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-161-168

Научная статья



Применение автокорреляционной инфракраснойтермографии для выявления дефектов в элементах металлических пролетных строений

А. Л. Соловьев[1] ✉, М. Э. Рояк[2]
[1]Сибирский государственный университет путей сообщения, Российская Федерация, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, 191
[2]Новосибирский государственный технический университет, Российская Федерация, г. Новосибирск, пр-т Карла Маркса, 20
✉Alsolovyov1337@gmail.com

Аннотация
Введение. Зарождающиеся усталостные повреждения в металлических пролетных строениях мостов создают определенные угрозы безопасности эксплуатации. Для их своевременного выявления и диагностики используются различные методы неразрушающего контроля. Современным и популярным решением на данный момент является метод инфракрасной (ИК) термографии. В силу особенности работы ИК-камер для получения точного результата требуется дополнительная обработка записей, полученных с этих камер. Цель данной работы — представить метод обработки термофильмов и показать возможности его применения в реальных условиях.

Материалы и методы. Приводится описание способа обработки термографических фильмов, позволяющего выявить температурные аномалии, используя только информацию с камеры. Приведены результаты его применения на элементах действующих металлических пролетных строений мостов.

Результаты исследования. Показано, что для существующих дефектов имеются температурные аномалии. Это означает, что дефекты продолжают развиваться, что подтвердилось последующими наблюдениями за их состоянием. Кроме этого был выявлен случай температурной аномалии в бездефектной внешней области. Это может быть признаком зарождающегося дефекта, который не мог быть продиагностирован другими методами. Если наличие этого дефекта будет подтверждено при повторных обследованиях, то представится возможность диагностирования скрытых дефектов, которые еще не вышли на поверхность, и/или обнаружения потенциально разрушающихся мест.

Обсуждение и заключения. Показана эффективность ИК-термографии как метода бесконтактного неразрушающего контроля, а также его работоспособность на реальных объектах, находящихся под случайной нагрузкой.

Ключевые слова: ИК-термография, неразрушающий контроль, усталостные трещины, металлические мосты, дефектность конструкций, ИК-камера.

Благодарности: авторы выражают благодарность рецензентам, чья критическая оценка представленных материалов и высказанные предложения по их совершенствованию способствовали значительному повышению качества настоящей статьи.

Для цитирования: Соловьев, А. Л. Применение автокорреляционной инфракрасной термографии для выявления дефектов в элементах металлических пролетных строений / А. Л. Соловьев, М. Э. Рояк // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 161–168. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-161-168

Original article

Self-reference Lock-in Thermography for Detecting Defects in Metal Bridge Spans

Alexander L. Solovyev [1] ✉, **Mikhail E. Royak** [2]
[1] Siberian Transport University, 191, D. Kovalchuk St., Novosibirsk, Russian Federation
[2] Novosibirsk State Technical University, 20, Prospect K. Marksa, Novosibirsk, Russian Federation
✉ Alsolovyov1337@gmail.com

Abstract
Introduction. Incipient fatigue damage in the metal superstructures of bridges creates certain threats to the safety of operation. Various methods of non-destructive testing are used for their timely detection and diagnosis. A modern and popular on-the-day solution is the method of infrared (IR) thermography. Due to the specifics of the operation of IR cameras, additional processing of recordings received from these cameras is required to obtain an accurate result. This work aims at presenting a method for processing thermofilms and describing the possibilities of its application under real conditions.

Materials and Methods. A method for processing thermographic films was described. It provided detecting temperature anomalies using only information from the camera. The results of its application on the elements of existing metal bridge spans are presented.

Results. It is shown that there are temperature anomalies for existing defects. This means that the defects continue to develop, which was confirmed by subsequent observations of their condition. In addition, a case of temperature anomaly in the defect-free external region was identified. This might be a sign of an incipient defect that could not be diagnosed by other methods. If the presence of this defect is confirmed during repeated examinations, it will be possible to diagnose hidden defects that have not yet come to the surface, and/or detect potentially collapsing places.

Discussion and Conclusions. The IR thermography performance as a method of non-contact non-destructive testing is shown, as well as its operability on real objects under random load.

Keywords: IR thermography, nondestructive testing, fatigue cracks, metal bridges, structural defects, IR camera.

Funding information: The authors would like to thank the reviewers, whose critical assessment of the submitted materials and suggestions for their improvement contributed significantly to the quality of this article.

For citation: A. L. Solovyev, M. E. Royak. Self-reference Lock-in Thermography for Detecting Defects in Metal Bridge Spans. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 161–168. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-161-168

Введение. Усталостные трещины в металлических конструкциях мостов, образующиеся под воздействием нагрузки от транспорта, ветровой нагрузки и т. п., представляют серьёзную проблему. Хотя эти трещины сами по себе влияют только на долговечность сооружения, при определенных условиях они могут дать толчок развитию хрупких трещин, что уже непосредственно влияет на безопасность использования конструкций [1].

Одним из современных методов неразрушающего контроля, набирающего популярность, является ИК-термография [2–12]. Принцип метода основывается на том факте, что любое тело, испытывающее механическое воздействие, выделяет количество тепла, пропорциональное интенсивности воздействия. Поэтому, при обследовании участка конструкции, содержащего дефекты, можно сразу же получить информацию о распределении напряжений по этому участку. Отличающееся температурное распределение будет являться индикатором протекающего усталостного повреждения [13, 14].

Основной сложностью при работе с ИК-камерами (тепловизорами) является получение результатов с приемлемой точностью. В силу особенностей строения детекторов наибольшая точность достигается при использовании камер с охлаждаемыми матрицами. Однако слишком высокая стоимость подобных аппаратов является серьёзным препятствием для их использования. Появление камер, использующих неохлаждаемые массивы микроболометров, улучшило ситуацию, поскольку эти камеры оказались заметно дешевле. Недостатком таких тепловизоров стала меньшая точность по сравнению с камерами с

охлаждаемыми матрицами. Поэтому для получения устойчивых результатов требуется дополнительная обработка получаемых термограмм.

В данной работе приводится алгоритм корреляционной ИК-термографии с применением сигнала, полученного непосредственно с тепловизионной съемки[1], а также некоторые результаты его применения.

Материалы и методы. Метод ИК-термографии основан на анализе распределения температуры в материале. При воздействии растягивающих или сжимающих напряжений на материал его температура будет изменяться пропорционально величине этих напряжений в соответствии со следующей формулой:[2]

$$\Delta T = -\frac{\alpha}{\rho \cdot C_p} T \cdot \Delta\sigma, \quad (1)$$

где α — коэффициент теплового расширения; ρ — плотность вещества; C_p — удельная теплоемкость при постоянном давлении; T — абсолютная температура, К; Δσ — изменение главных напряжений, МПа.

При сохранении адиабатических условий, а также при развитии только упругих деформаций связь (1) является линейной и обратимой, при которой изменение температуры следует за изменением напряжения. Как только в материале начинают зарождаться повреждения, он перестает быть упругим и развивает пластические деформации. Энергия системы, подверженной таким деформациям, интенсивно переходит в тепловую, привнося таким образом основной вклад в тепловой эффект. Таким образом, тепловая картина становится отражением внутреннего состояния материала (степени разрушения) и, следовательно, показателем уровня напряжений.

Определить относительную амплитуду ИК-сигнала можно с помощью метода наименьших квадратов[3]. Положим, что на конструкцию действует нагрузка F, воздействие которой в некоторой области можем измерить и обозначим как $f(t)$. Будем считать этот сигнал опорным. Пусть также имеется ИК-видеосъемка этой конструкции в тот же промежуток времени, которую можно представить как последовательность кадров (кадр — матрица значений размером $M \times K$) во времени и обозначим $y_{ij}(t)$ значения (i, j) элемента этой матрицы (пикселя) в момент времени t, где $1 \le i \le M$, $1 \le j \le K$.

Обозначим приближающую функцию для этого элемента как:

$$Y_{ij}(t) = a_{ij} + b_{ij} f(t), \quad (2)$$

где a_{ij} — смещение; b_{ij} — коэффициент влияния опорного сигнала f.

Будем приближать с помощью функции (2) сигналы $y_{ij}(t)$ из тепловизионного фильма. Покажем, как найти эти коэффициенты для некоторого $y_{ij}(t)$, для остальных — рассуждения будут аналогичны. Будем минимизировать отклонение нашего приближения от сигнала, полученного с камеры:

$$\Delta^2 = \sum_{n=1}^{N} \left(y_{ij}(n) - Y_{ij}(n) \right)^2 \to \min, \quad (3)$$

где N — количество кадров в записи; n — номер кадра, соответствующий времени. Отсюда b_{ij} может быть найдено следующим образом:

$$b_{ij} = \frac{\begin{vmatrix} N & \sum_{n=1}^{N} y_{ij}(n) \\ \sum_{n=1}^{N} f(n) & \sum_{n=1}^{N} y_{ij}(n) f(n) \end{vmatrix}}{\begin{vmatrix} N & \sum_{n=1}^{N} f(n) \\ \sum_{n=1}^{N} f(n) & \sum_{n=1}^{N} f^2(n) \end{vmatrix}} = \frac{N \sum_{n=1}^{N} y_{ij}(n) f(n) - \sum_{n=1}^{N} f(n) \sum_{n=1}^{N} y_{ij}(n)}{N \sum_{n=1}^{N} f^2(n) - \left(\sum_{n=1}^{N} f(n) \right)^2}. \quad (4)$$

[1]Sakagami T, Nishimura T, Kubo S, et al. Development of a Self-reference Lock-in Thermography for Remote Nondestructive Testing of Fatigue Crack (1st Report, Fundamental Study Using Welded Steel Samples). Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. Series A. 2006;72:1860-1867. https://doi.org/10.1299/kikaia.72.1860

[2]Thomson W. (Lord Kelvin). On the dynamical theory of heat. Trans. R. Soc. Edinburgh. 1853;20:261-283.

[3] Lesniak JR, Boyce BR, Howenwater G. Thermoelastic Measurement Under Random Loading. In: Proc. SEM Spring Conf., 1998. P. 504-507.

Повторяя (3) и (4) для всех (i, j) получим матрицу $B = \{b_{ij}\}$ того же размера, что и исходный кадр съемки. Таким образом получим приближение каждого сигнала $y_{ij}(t)$ ИК-съемки по времени посредством опорного сигнала $f(t)$. Значения матрицы B показывают относительную интенсивность изменения температуры в некоторой области по сравнению с интенсивностью изменения опорного сигнала. Опорный сигнал $f(t)$ не обязательно может быть получен со сторонней системы, например, с тензодатчика. Описанный подход, именуемый автокорреляционной ИК-термографией, может быть применен и с опорным сигналом, полученным с той же самой ИК-записи[4] [15, 16].

Результаты исследования. Реализация предложенного алгоритма была выполнена в виде Python скриптов. С помощью этих скриптов производилась обработка термографических фильмов, записанных на металлических пролетных строениях действующих автомобильных мостов, в конструкциях которых были ранее диагностированы усталостные трещины. Проверка работоспособности алгоритма была проведена на стендовых испытаниях, имитирующих поведение реальных конструкций с известной информацией о дефекте. Съемка проводилась с помощью инфракрасной камеры с неохлаждаемым микроболометром Fluke Ti400, имеющей тепловую чувствительность менее 0,05 °C и частоту съёмки 9 Гц. Записи сделаны в момент воздействия автомобильной нагрузки на мост. В качестве опорных сигналов для каждой записи использовалась бездефектная зона размером 15×15 пикселей с того же конструктивного элемента недалеко от существующей и/или предполагаемой зоны разрушения. Результаты обработки наглядно представлены в виде изображений, полученных посредством значений матрицы B. Каждому значению матрицы соответствует один пиксель на изображении, преобразование числа в цвет осуществляется с помощью функции палитры из определенных в пакете matplotlib.

На рис. 1 изображен фрагмент стальной балки пролетного строения. В месте соединения горизонтального листа со стенкой обнаружена трещина (рис. 1 *в*). На рис. 1 а показан один из кадров ИК-фильма этой трещины. На рис. 1 *б* представлен результат обработки, на котором отчетливо видно пятно, свидетельствующее о разогреве, происходящем в обозначенной зоне. Эта зона соответствует области вокруг вершины трещины, что свидетельствует о продолжающемся развитии дефекта. Это же было подтверждено повторными обследованиями, которые установили увеличение трещины на более чем 30 % за 4 года.

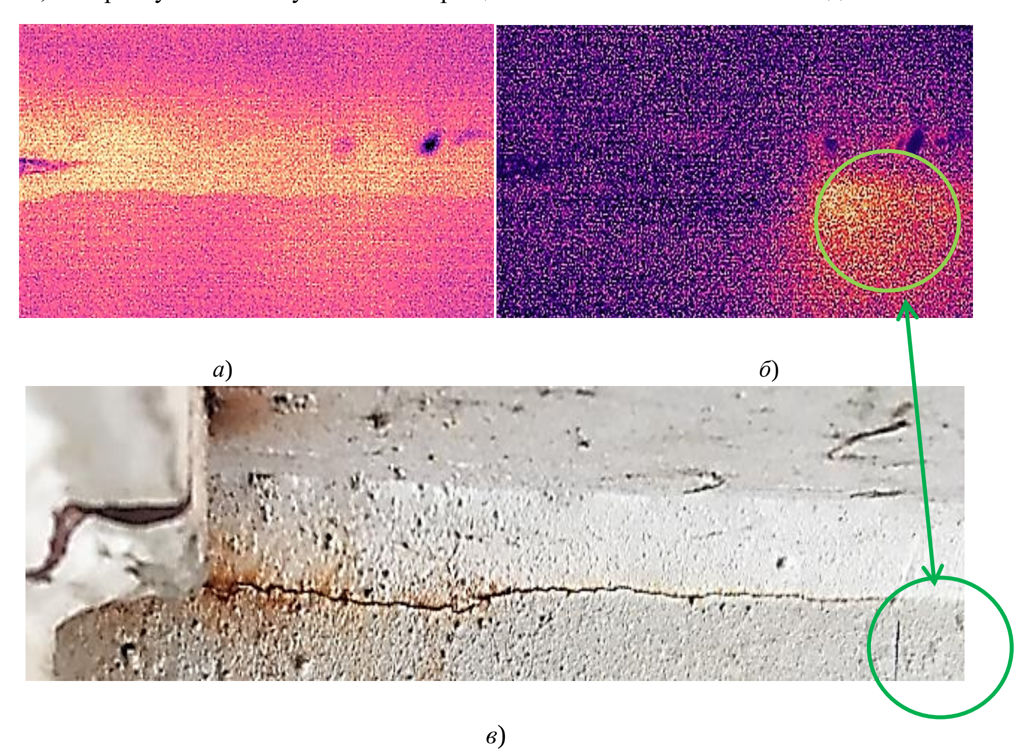
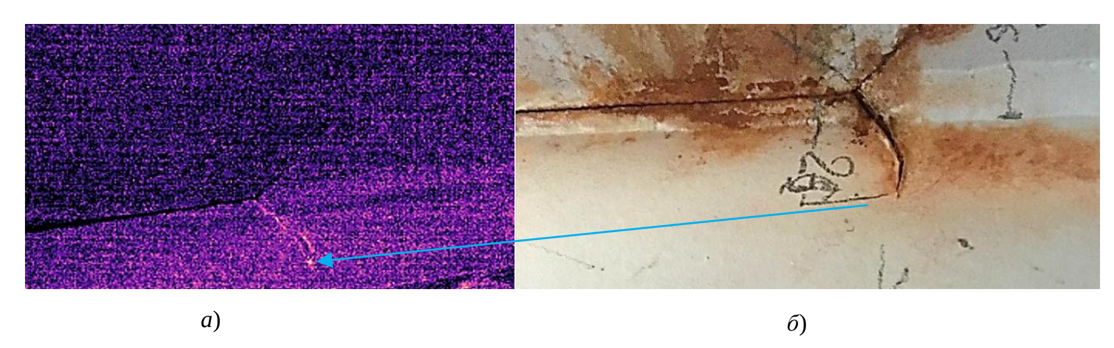


Рис. 1. Результаты инфракрасной съёмки:
а — кадр фильма; *б* — изображение, построенное по значениям матрицы *B*; *в* — фотография трещины

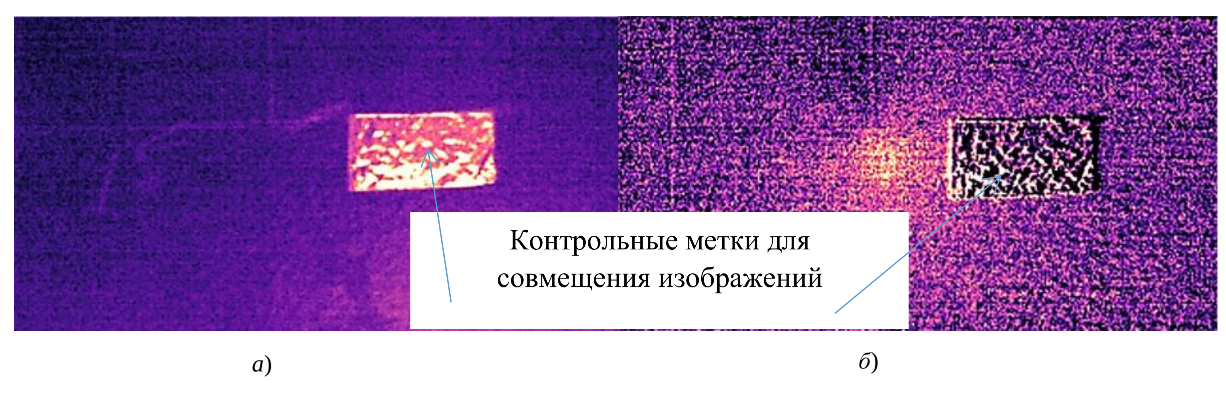
[4] Galietti U, Modugno D, Spagnolo L. A novel signal processing method for TSA applications Measurement Science and Technology. 2005;16:2251. 10.1088/0957-0233/16/11/017

На рис. 2, 3 изображены трещины, зародившиеся в сварном шве, затем раздваивающиеся и уходящие в ребро жесткости и лист настила. Съемка проводилась во время испытаний моста. Для контроля напряжений в этих же местах были установлены тензометрические датчики, результаты с которых подтвердили развитие этих трещин.

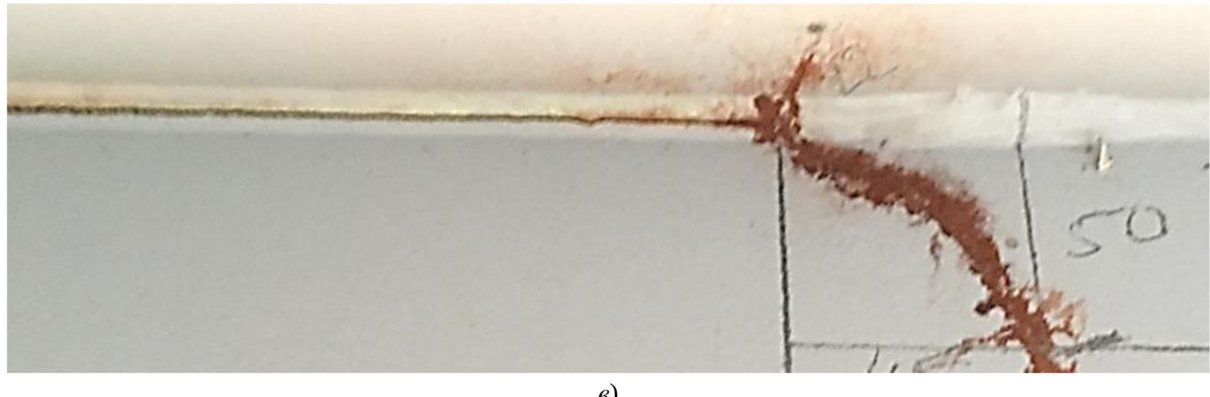


а) *б*)

Рис. 2. Диагностированная усталостная трещина:
а — изображение, построенное по значениям матрицы *B*; *б* — фотография



а) *б*)



в)

Рис. 3. Диагностированная усталостная трещина:
а — кадр фильма; *б* — изображение, построенное по значениям матрицы *B*; *в* — фотография трещины

На рис. 4 изображены совмещенные показания тензодатчиков и температуры для одного и того же участка конструкции. Температурные показатели были получены усреднением в области обследования и последующим сглаживанием по времени. Тензометрические данные также были сглажены. Как видно, что изменение температуры полностью повторяет изменение напряжений с точностью до чувствительности прибора.

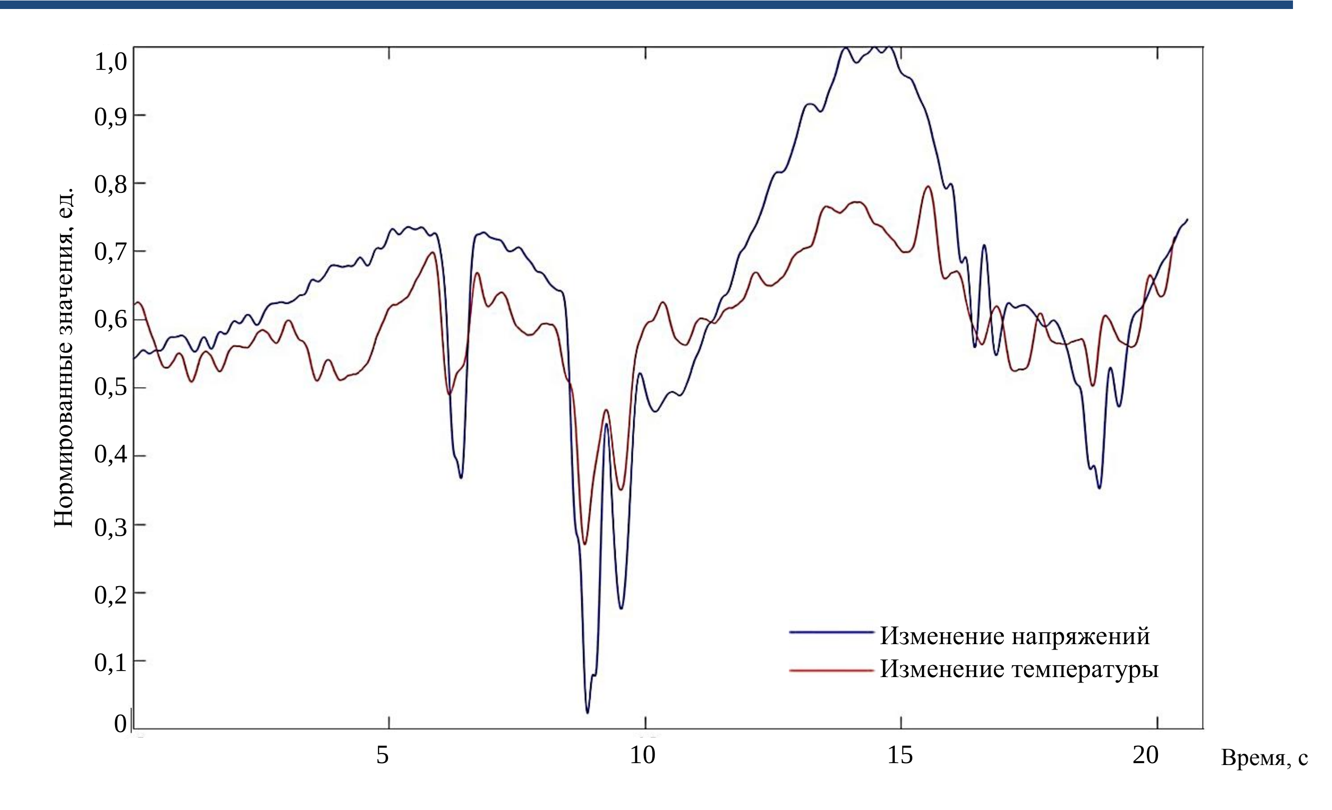
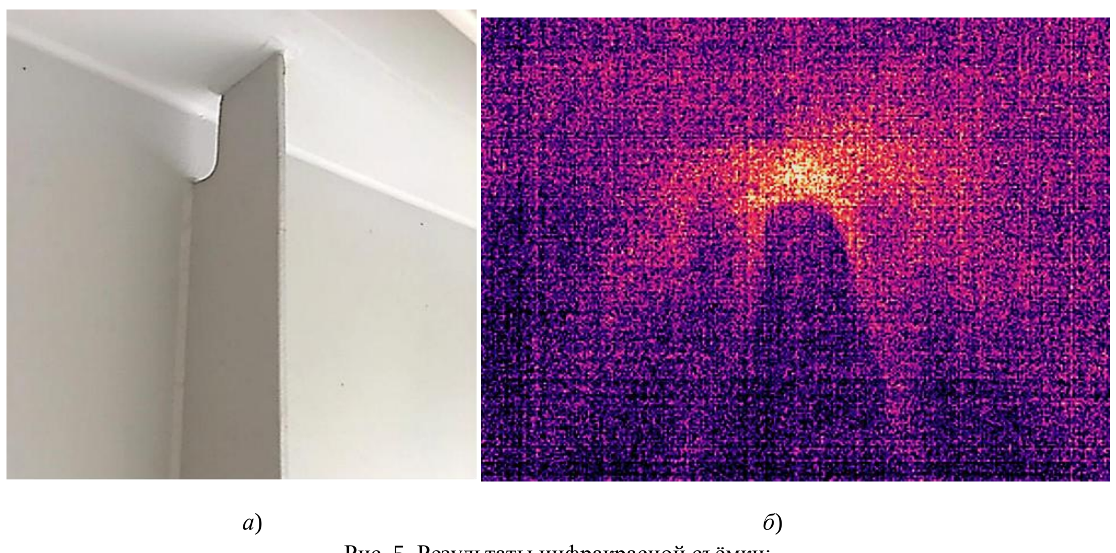


Рис. 4. Графики изменения напряжений, совмещенные с изменениями температуры (изменения температуры приняты с обратным знаком). Величины по оси ординат нормированы относительно единицы

На рис. 5 изображен элемент конструкции, не имеющий видимых повреждений, которые также не были однозначно определены другими методами. Однако, в результате обработки пакета термограмм было обнаружено, что в месте соединения двух элементов имеется тепловая аномалия. Это свидетельствует о том, что в этом месте вероятно идет саморазогрев материала, и под поверхностью происходит зарождение дефекта, который в скором времени должен будет выйти на поверхность. Таким образом, данный участок конструкции требует дополнительного внимания при будущих обследованиях.



а) *б*)

Рис. 5. Результаты инфракрасной съёмки:
а — сварной шов без видимых усталостных повреждений;
б — изображение носка сварного шва, построенное по значениям матрицы *B*

Обсуждение и заключения. Проведенные работы на пролетных строениях показали эффективность автокорреляционной ИК-термографии как метода бесконтактной диагностики. Показана работоспособность метода на реальных объектах, находящихся под случайной нагрузкой. Имело место соответствие изменения напряжений в конструкции с изменением регистрируемой температуры. Проведена диагностика некоторых известных дефектов, на которых было отмечено продолжающееся развитие повреждений, что в последствии

подтвердилось повторными обследованиями этих элементов конструкций. Кроме этого, выявлен случай саморазогрева во внешне бездефектной зоне, что указывает на вероятный процесс зарождения дефекта, который на момент съемки не мог быть однозначно диагностирован другими методами. Это свидетельствует о том, что данный участок требует дополнительного наблюдения. При условии обнаружения дефекта на этом участке в процессе последующих наблюдений можно говорить о возможности использования ИК-термографии для выявления скрытых дефектов и прогнозирования их появления.

Список литературы

1. Соловьев, Л. Ю. Новые технологии в обследовании мостов / Л. Ю. Соловьев, А. Л. Соловьев // Вестник Сибирского государственного университета путей сообщения. — 2020. — № 3 (54). — С. 14–20.

2. Vavilov, V. Infrared thermography and thermal nondestructive testing / V. Vavilov, D. Burleigh. — Cham : Springer, 2020. — 598 p.

3. Pitarresi, G. Quantitative thermoelastic stress analysis by means of low-cost setups / G. Pitarresi, R. Cappello, G. Catalanotti // Optics and Lasers in Engineering. — 2020. — Vol. 134. — Art. 106158. https://doi.org/10.1016/j.optlaseng.2020.106158

4. Breitenstein, O. Lock-in Thermography: Basics and Use for Evaluating Electronic Devices and Materials / O. Breitenstein, W. Warta, M. C. Schubert. — Cham : Springer Nature Switzerland AG, 2018. — 342 p. https://doi.org/10.1007/978-3-319-99825-1

5. Boccardi, S. Infrared thermography to monitoring mechanical tests on composite materials: Experimental procedure and data analysis / S. Boccardi // University of Naples Federico II, 2017. — 168 p. https://doi.org/10.6093/UNINA%2FFEDOA%2F11750

6. Antolis, C. Optical Lock-in Thermography for Structural Health Monitoring – A Study into Infrared Detector Performance / C. Antolis, N. Rajic // Procedia Engineering. — 2017. — Vol. 188. — P. 471–478. https://dx.doi.org/10.1016/j.proeng.2017.04.510

7. Thermoelastic Stress Analysis and Dissipated Energy Evaluation Using Infrared-Optical Synchronous Measurement / D. Shiozawa, Y. Uchida, Kazuki Kobayashi [et al.]. — In: Proc. 15th Int. Workshop on Advanced Infrared Technology and Applications. — 2019. — Vol. 27. https://doi.org/10.3390/proceedings2019027050

8. Energy Dissipation Measurement in Improved Spatial Resolution Under Fatigue Loading / A. Akai, D. Shiozawa, T. Yamada, T. Sakagami // Experimental Mechanics. — 2020. — Vol. 60. — P. 181–189. https://dx.doi.org/10.1007/s11340-019-00552-w

9. Sieber, L. Crack-Detection in old riveted steel bridge structures / L. Sieber, R. Urbanek, J. Bär // Procedia Structural Integrity. — 2019. — Vol. 17. — P. 339–346. https://doi.org/10.1016/J.PROSTR.2019.08.045

10. Chase, S. Evaluation of fatigue-prone details using a low-cost thermoelastic stress analysis system / S. Chase, Y. Adu-Gyamfi. — Virginia Transportation Research Council, 2016. — 53 p.

11. Recent Advances in Active Infrared Thermography for Non-Destructive Testing of Aerospace Components / F. Ciampa, P. Mahmoodi, F. Pinto, M. Meo // Sensors. — 2018. — Vol. 18. — Art. 609. https://doi.org/10.3390/s18020609

12. Oswald-Tranta, B. Lock-in inductive thermography for surface crack detection in different metals / B. Oswald-Tranta // Quantitative InfraRed Thermography Journal. — 2019. — Vol. 16. — P. 276–300. https://doi.org/10.1080/17686733.2019.1592391

13. Вавилов, В. П. Тепловизоры и их применения / В. П. Вавилов, А. Г. Климов. — Москва : Интел универсал, 2002. — 87 с.

14. Куриленко, Г. А. Исследование повреждаемости металлов термодинамическим способом / Г. А. Куриленко // Известия Томского политехнического университета. — 2015. — Т. 326, № 3. — С. 105–109.

15. Boyce, B. R. Thermoelastic Measurement Techniques Enabled by Self-reference / B. R. Boyce, J. R. Lesniak // Residual Stress, Thermomechanics & Infrared Imaging, Hybrid Techniques and Inverse Problems. — 2019. — Vol. 7. — P. 125–127. https://doi.org/10.1007/978-3-319-95074-7_24

16. Izumi, Y. Accuracy improvement of self-reference lock-in thermography method and its application to detection of fatigue cracks in steel bridges / Y. Izumi, T. Sakagami, S. Kubo // In: Proc. SPIE Conf. on Defense, Security, and Sensing, 2010. — Vol. 7661. https://doi.org/10.1117/12.852961

Поступила в редакцию 22.02.2022
Поступила после рецензирования 06.04.2022
Принята к публикации 07.04.2022

Об авторах:

Соловьев Александр Леонидович, инженер Сибирского научно-исследовательского института Мостов Сибирского государственного университета путей сообщения (630049, РФ, г. Новосибирск, ул. Дуси Ковальчук, д. 191), ORCID, Alsolovyov1337@gmail.com.

Рояк Михаил Эммануилович, профессор кафедры прикладной математики Новосибирского государственного технического университета (630073, РФ, г. Новосибирск, пр-т Карла Маркса, 20), доктор технических наук, ScopusID, ResearcherID, ORCID, mikeroyak@gmail.com.

Заявленный вклад авторов:

А. Л. Соловьев — разработка и отладка алгоритмической части, проведение расчетов, подготовка текста, формирование выводов; М. Э. Рояк — научное руководство, анализ результатов расчетов, доработка текста, корректировка выводов.

Конфликт интересов.

Авторы заявляют об отсутствии конфликта интересов.

Все авторы прочитали и одобрили окончательный вариант рукописи.

ИНФОРМАТИКА, ВЫЧИСЛИТЕЛЬНАЯ ТЕХНИКА И УПРАВЛЕНИЕ
INFORMATION TECHNOLOGY, COMPUTER SCIENCE, AND MANAGEMENT





UDC 004.934

https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-169-176

Original article



Analysis of natural language processing technology: modern problems and approaches

Maria A. Kazakova , **Alina P. Sultanova**

Kazan National Research Technical University named after A. N. Tupolev–KAI, 10, K. Marx St., Kazan, Russian Federation

✉ kazakovamaria2609@gmail.com

Abstract

Introduction. The article presents an overview of modern neural network models for natural language processing. Research into natural language processing is of interest as the need to process large amounts of audio and text information accumulated in recent decades has increased. The most discussed in foreign literature are the features of the processing of spoken language. The aim of the work is to present modern models of neural networks in the field of oral speech processing.

Materials and Methods. Applied research on understanding spoken language is an important and far-reaching topic in the natural language processing. Listening comprehension is central to practice and presents a challenge. This study meets a method of hearing detection based on deep learning. The article briefly outlines the substantive aspects of various neural networks for speech recognition, using the main terms associated with this theory. A brief description of the main points of the transformation of neural networks into a natural language is given.

Results. A retrospective analysis of foreign and domestic literary sources was carried out alongside with a description of new methods for oral speech processing, in which neural networks were used. Information about neural networks, methods of speech recognition and synthesis is provided. The work includes the results of diverse experimental works of recent years. The article elucidates the main approaches to natural language processing and their changes over time, as well as the emergence of new technologies. The major problems currently existing in this area are considered.

Discussion and Conclusions. The analysis of the main aspects of speech recognition systems has shown that there is currently no universal system that would be self-learning, noise-resistant, recognizing continuous speech, capable of working with large dictionaries and at the same time having a low error rate.

Keywords: Natural Language Processing, oral speech, neural networks, automated natural language processing, semantic consistency.

Funding information: the authors are deeply grateful to the readers for the useful comments and recommendations made during the review of the article.

For citation: M. A. Kazakova, A. P. Sultanova. Analysis of natural language processing technology: modern problems and approaches. Advanced Engineering Research, 2022, vol. 22, no. 2, pp. 169–176. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-169-176

Научная статья

Анализ технологии обработки естественного языка: современные проблемы и подходы

М. А. Казакова, **А. П. Султанова**

Казанский национальный исследовательский технический университет им. А. Н. Туполева-КАИ, Российская Федерация, г. Казань, ул. К. Маркса, 10

✉ kazakovamaria2609@gmail.com

Аннотация

Введение. В статье представлен обзор современных моделей нейронных сетей для обработки естественного языка. Исследования обработки естественного языка представляют интерес в связи с тем, что в последнее

время возросла потребность в обработке больших объемов аудио- и текстовой информации, накопленной за последние десятилетия. Наиболее обсуждаемой в зарубежной литературе является особенности обработки разговорной речи. Цель работы представить современные модели нейронных сетей в области обработки устной речи.

Материалы и методы. Прикладное исследование понимания устной речи является сложной и далеко идущей темой обработки естественного языка. Понимание на слух занимает центральное место в исследовании и представляет собой проблему. В этой статье предлагается метод понимания на слух, основанный на глубоком обучении. В статье кратко излагаются содержательные аспекты различных этапов создания нейронной сети по распознаванию речи, приводятся основные термины, связанные с этой теорией. Приводится краткая характеристика основных существующих на текущий момент нейронных сетей по обработке естественного языка.

Результаты исследования. Проведен ретроспективный анализ зарубежных и отечественных литературных источников с описанием новых методов обработки устной речи, в которых использовались нейронные сети. Предоставлена информация о нейронных сетях, методах распознавания и синтеза речи. В работу включены результаты разноплановых экспериментальных работ последних лет. В статье подробно описаны основные подходы к обработке естественного языка и их изменения с течением времени, а также появление новых технологий. Рассмотрены основные проблемы, существующие в настоящее время в этой области.

Обсуждение и заключения. Анализ основных аспектов систем распознавания речи показал, что в настоящее время не существует универсальной системы, которая была бы самообучающейся, шумоизоляционной, распознающей непрерывную речь, способной работать с большими словарями и в то же время имеющей низкий уровень ошибок.

Ключевые слова: обработка естественного языка, устная речь, нейронные сети, автоматическая обработка естественного языка, семантическая согласованность.

Благодарности: авторы приносят глубокую благодарность рецензентам за полезные замечания и рекомендации, высказанные при рецензировании статьи.

Для цитирования: Казакова, М. А. Анализ технологии обработки естественного языка: современные проблемы и подходы / М. А. Казакова, А. П. Султанова // Advanced Engineering Research. — 2022. — Т. 22, № 2. — С. 169–176. https://doi.org/10.23947/2687-1653-2022-22-2-169-176

Introduction. This article provides an overview of the main language model based on the neural network for Natural Language Processing that helps computers communicate with people in their native language and scale other language tasks. Modern machine learning technologies allow computers to read text, hear speech, interpret it, measure moods, and determine which parts of speech are important. This technology is called Natural Language Processing (NLP), it is based on many disciplines, including computational linguistics. NLP is increasingly being used in interactivity and productivity applications, such as creating spoken dialogue systems and speech-to-speech engines, searching social networks for health or financial information, detecting moods and emotions towards products and services, etc.

The relevance of NLP is primarily associated with the need to process large amounts of audio and text information accumulated by mankind over the past decade. Currently, most modern devices are endowed with a voice control function, and various kinds of digital assistants are becoming widespread. Now, the speech recognition function is available in almost any gadget, it allows us to interact through voice applications, facilitating and simplifying a person's life. There are a fairly large number of commercial speech recognition systems, among the most famous there are Google, Yandex, Siri. The quality of speech recognition in such systems is at a fairly high level, but they are not without a number of shortcomings. Unfortunately, despite the amazing development of computer technology, the current problem of equipping a computer with a full-fledged, natural human voice interface is still far from over.

Materials and Methods. NLP technology is rapidly advancing due to the increased interest in the field of machine learning, as well as the availability of big data, powerful computing, and improved algorithms. However, NLP is not a new science. Attempts to teach computers to communicate with people through a natural voice interface have been made since the early days of computer technology. NLP was born with the advent of the first computers from the idea of how good it would be to use these machines to solve various useful tasks related to natural language, e.g., these programs were intended for people who, due to physiological characteristics, could not type text manually [1].

The first task that the first computers solved in the early stages of the formation of NLP was the task of machine translation, i.e., automatic translation of text from one language to another using a computer. This problem was successfully solved and started to be applied in the mid-1950s, in the past century, for the "Russian-English" pair [2].

The second task of machine learning was to create conversational systems, the programs to conduct a dialogue with a person in natural language. Many systems created at that time were imperfect due to a number of difficulties in speech recognition that can have a significant impact on the quality of the result. The difference in the voices of speaking people, the inconsistency of colloquial speech, the phonogram of the same words can vary greatly depending on a number of factors: pronunciation speed, regional dialect of the language, foreign accent, social class, and even the gender of a person [3].

The third task was to create a question-and-answer system. There was a need for programs that would answer exactly the human question. At that stage, such a question was in the form of a natural language text. Thus, the problem of scaling the recognition system has always been a significant obstacle. In the course of many years of research, it has been found that it is required to involve not only programmers, but also experts in linguistics, radio engineers, mathematicians, biologists, and even psychologists in solving the problem.

At different times, various mathematical, statistical, logical, stochastic approaches were used in natural language processing, such as Dynamic Time Warping, Bayesian discrimination, Hidden Markov Model, formal grammars, and probabilistic approaches. At the present stage of natural language processing, machine learning methods are widespread, in particular, neural networks. Currently, in modern linguistic research, at the first stage, texts are selected that are planned to be analyzed, and a corpus of texts is created. Next step, the collected material is transferred to an expert linguist. He prescribes the rules, compiles dictionaries, marks up texts for the identification of target structures in texts for the further task solution. Another method is also used, in which an expert linguist marks the text into target structures or categorizes texts in certain classes, and then machine learning methods automatically derive some rules or models for further solving current problems. At the end of the work, the quality of the methods is always checked.

Philologists study semantics of the text considering meanings of polysemantic units in context, emphasizing that context plays a fundamental role in the word definition. Therefore, e.g., the authors discover the contextual meanings of polysemantic units that are not registered in lexicographic sources. In the early stages, scientists proposed to divide any sentence into a set of words that could be processed individually, which was much easier than processing a whole sentence. This approach is similar to the one used to teach a new language to children and adults. When we first start learning a language, we are introduced to its parts of speech. Let us consider English as an example. It has 9 main parts of speech: noun, verb, adjective, adverb, pronoun, article, etc. These parts of speech help to understand the function of each word in a sentence. However, it is not enough to know the category of a word, especially for those that may have more than one meaning. Specifically, the word "leaves" can be the verb "to leave" in the 3rd person singular or the plural form of the noun "leaf", which should be considered from the point of language as a system of interrelated and interdependent units. The idea of consistency in the lexical and semantic sphere of language was first expressed by M. M. Pokrovsky, emphasizing that "words and their meanings do not live a separate life from each other, but are connected (in our soul), regardless of our consciousness, into different groups, and the basis for their grouping is similarity or direct opposition in their basic meaning". Paradigmatic, syntagmatic, and epidigmatic relations among language units are important manifestations of the systematic and regular nature of language. The researchers note that words enter the syntagmatic relations based on the logical contiguity of concepts and, consequently, their compatibility with each other [4].

We need to understand that from the point of view of computer science, speech is not structured information, but a sequence of characters. To ensure that voice data can continue to be used, the speech recognition application translates it into text. The accent, individual intonations, and emotions are already being erased in the text. When data are translated into text, they are translated with zeros and ones.

Therefore, computers need a basic understanding of grammar to refer to it in case of confusion. Thus, the rules for the structure of phrases appeared. They are a set of grammar rules by which a sentence is constructed. In English, it is formed with the help of a nominal and a verb group. Consider the sentence, "Kate ate the apple". Here, "Kate" is a noun

phrase and "ate the apple" is a verb phrase. Different sentences are formed using different structures. As the number of phrase structure rules increases, a parse tree can be created to classify each word in a particular sentence and arrive at its general meaning (fig. 1).

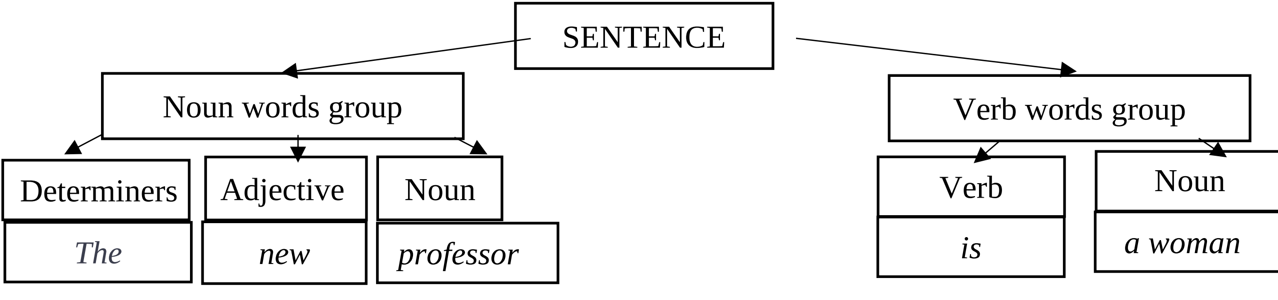


Fig. 1. Parse Tree

The spoken language system integrating speech recognition and speech synthesis is the core technology of human-computer interaction, and oral understanding is the core of spoken language system [5].

Artificial neural networks, created in the form of computer models, cope successfully with the tasks of pattern recognition. They are trainable, they can be easily adapted (and this has already been done) to solve many practical problems related to speech recognition, control of various machines and devices, event prediction, etc. The biggest feature of a deep neural network is training a large amount of data, and then extracting characteristic information. Characteristic information obtained through a network structure can give good results in the speech comprehension tasks.

An advantage of a neural network in speech processing is that the perceptron can perform discriminant learning between speech units that represent the output classes of the perceptron. The perceptron not only learns and optimizes the parameters for each class on the data belonging to it, but also tries to reject the data belonging to other classes. The perceptron is a structure with a high degree of parallelism, which allows the use of parallel hardware. The first neural network models used in speech recognition systems were developed for static signals, and not for their sequences or signals subject to temporal variability. Later, recurrent neural networks and convolutional neural networks were proposed [5].

As language models are trained on larger and larger texts, the number of unique words (the vocabulary) increases, and continuous space embedding helps to alleviate the curse of dimensionality in language modeling. An alternate description is that a neural net approximates the language function. The neural net architecture might be fed forward or recurrent, and while the former is simpler, the latter is more common. Improved algorithms, powerful computers, and an increase in digitized data have fueled a revolution in machine learning. And new techniques in the 2010s resulted in "rapid improvement in tasks" including language manipulation, in particular, transformer – architecture based on a deep learning model. It was first introduced in 2017 [6]. Table 1 presents the main types of currently existing language models of neural networks.

Table 1

Main types of neural network language models

Language model	**Characteristics**
BERT-base (2018)	Bidirectional Encoder Representations from Transformers is a new method of pretraining language. BERT is different because it is designed to read in both directions at once. Using this bidirectional capability, BERT is pretrained on two different, but related, NLP tasks: Masked Language Modeling and Next Sentence Prediction [7, 8].
ELMo (2018)	Embeddings from Language Model is a word embedding method for representing a sequence of words as a corresponding sequence of vectors, but unlike BERT, the word embeddings produced by the "bag-of-words" model is a simplifying representation. ELMo embeddings are context-sensitive, producing different representations for words that share the same spelling but have different meanings (homonyms) [9].
GPT (2018)	GPT is a Transformer-based architecture and training procedure for natural language processing tasks. Training follows a two-stage procedure. First, a language modeling objective is used on the unlabeled data to learn the initial parameters of a neural network model. Subsequently, these parameters are adapted to a target task using the corresponding supervised objective [10].

ESPnet (2018)	ESPnet mainly focuses on end-to-end automatic speech recognition (ASR), and adopts widely-used dynamic neural network toolkits, Chainer and PyTorch, as a main deep learning engine. ESPnet also follows the Kaldi ASR toolkit style for data processing, feature extraction/format, and recipes to provide a complete setup for speech recognition and other speech processing experiments [11].
Jasper (2019)	Model uses only 1D convolutions, batch normalization, ReLU, dropout, and residual connections [12].
GPT –2 (2019)	GPT-2 translates text, answers questions, summarizes passages, and generates text output on a level that, while sometimes indistinguishable from that of humans, can become repetitive or nonsensical when generating long passages [13].
WAV2LETTER++ (2019)	It is an open-source deep learning speech recognition framework. wav2letter++ is written entirely in C++, and uses the ArrayFire tensor library for maximum efficiency [14].
WAV2VEC (2019)	wav2vec, is a convolutional neural network that takes raw audio as input and computes a general representation that can be input to a speech recognition system [15].
XLM (2019)	These are cross-lingual language models (XLMs): one unsupervised that only relies on monolingual data, and one supervised that leverages parallel data with a new cross-lingual language model objective. It obtains state-of-the-art results on cross-lingual classification, unsupervised and supervised machine translation [16].
XLNet (2019)	XLNet uses a generalized autoregressive retraining method that enables learning bidirectional contexts through maximizing the expected likelihood over all permutations of the factorization order and autoregressive formulation. XLNet integrates ideas from Transformer-XL, the state-of-the-art autoregressive model, into retraining [17].
RoBERTa (2019)	This implementation is the same as BERT Model with a tiny embeddings tweak as well as a setup for RoBERTa pretrained models. RoBERTa has the same architecture as BERT, but uses a byte-level BPE as a tokenizer (same as GPT-2) and applies a different pretraining scheme [18].
ELECTRA (2020)	Efficiently Learning Encoder That Accurately Classifies Token Replacements is a new pre-learning method that outperforms development estimation without increasing the computational cost [19].
STC System (2020)	STC system aims at multi-microphone multi-speaker speech recognition and diarization. The system utilizes soft-activity based on Guided Source Separation (GSS) front-end and a combination of advanced acoustic modeling techniques, including GSS-based training data augmentation, multi-stride and multi-stream self-attention layers, statistics layer and spectral [20].
GPT – 3 (2020)	Unlike other models created to solve specific language problems, their API can solve “any problems in English”. The algorithm works on the principle of autocompletion: you enter the beginning of the text, and the program generates the most likely continuation of it [21].
ALBERT (2020)	ALBERT incorporates two parameter reduction techniques that lift the major obstacles in scaling pretrained models. The first one is a factorized embedding parameterization. By splitting a large vocabulary embedding matrix into two small matrices, it separates the size of the hidden layers from the size of vocabulary embedding. The second technique is cross-layer parameter sharing. This technique prevents the parameter from growing with the depth of the network [22].
BERT-wwm-ext, 2021)	Pretrained BERT with Whole Word Masking due to the complexity of Chinese grammar structure and the semantic diversity, a BERT (wwm-ext) was proposed based on the whole Chinese word masking, which mitigates the drawbacks of masking partial Word Piece tokens in pretrained BERT [23].
PaLM (2022)	This is Pathways Language Model 540-billion parameter, dense decoder. Only Transformer model trained with the Pathways system enabled us to efficiently train a single model across multiple TPU v4 Pods [24].

As can be seen from Table 1, the first transformer models, using a bidirectional capability, allowed two different but related tasks of the NLP to be studied beforehand: simulating a masked language and predicting the next sentence. Bidirectional Encoder Representations from Transformers consist of two steps: the first step is pretraining where the

data enter the layers of transformer, and the result of this step are vectors for words. The second step is fine tuning. The pretraining step consists of two steps: the masked LM and Next Sentence Prediction (NSP) [7, 8]. BERT is not without flaws, the most obvious one is the learning method – the neural network tries to guess each word separately, which means that it loses some possible connections between words during the learning process. Another one is that the neural network is trained on masked tokens, and then used fundamentally different tasks, more complex ones.

Embeddings from Language Model is a deep contextualized word representation that models both complex characteristics of word usage (e.g., syntax and semantics), and how this usage varies across linguistic contexts (i.e., to model polysemy), such as “bank” in “river bank” and “bank balance”. These word vectors are learned functions of the internal states of a deep bidirectional language model (biLM), which is pretrained on a large text corpus. They can be easily added to existing models and significantly improve the state of the art across a broad range of challenging NLP problems, including question answering, textual entailment, and sentiment analysis [9].

To alleviate the problem, suffering from the discrepancy between the pretraining and fine-tuning stage because the masking token [MASK] never appears on the fine-tuning stage, XLNet was proposed, which is based on Transformer-XL. To achieve this goal, a novel two-stream self-attention mechanism, and one to change the autoencoding language model into an autoregressive one, which is similar to the traditional statistical language models, were proposed [17]. RoBERTa, STC System, GPT models were used in quite a large number of systems. And they showed pretty good results. These models suggested that averaging all token representations consistently induced better sentence representations than using the token embedding; combining the embeddings of the bottom layer and the top layer outperformed the use of the top two layers; and normalizing sentence embeddings with a whitening algorithm consistently boosted the performance [18, 20, 21].

The next step, probably, will be to study the oversampling and undersampling of textual data to improve the overall entity recognition effect.

Results. The analysis of the literary sources describing new methods of processing oral speech, which provides information about neural networks, methods for the structure and synthesis of speech, made it possible to detect the following:

1. All the models presented in the review require large computing power to solve natural language processing problems. It is computationally more expensive due to its larger structure.

2. None of the currently existing technologies enable solving the full range of tasks for recognizing continuous, defective speech.

3. Most natural language processing models are designed to handle a wide variety of English dialects and idioms.

Discussion and Conclusions. Voice assistants reproduce and reinforce all stereotypes algorithms. They, as a rule, reproduce those stereotypes that exist now in society. What does this achievement really mean? It means that the voice assistant is no worse (or maybe even better) than an average person at recognizing the speech of a person with a standard North American accent. But if an African American speaks to an assistant, then the accuracy will drop to about 80 %. This is a huge difference. Moreover, when converting voice to text, the specifics of writing, which can be important for speakers, are guaranteed to be lost.

Voice assistants do not take into account the speech and user habits of the elderly and people with special needs.

And here, it is not even always the complexity of recognition. There is, e.g., such a condition as dysarthria – a feature of the functioning of the connections between the speech apparatus and the nervous system, which can cause difficulties in pronouncing individual sounds or, in general, in speech.

Also, due to hardware limitations, any cartridge will result in too many model parameters and unsuccessful execution. The way to solve the problem of multiple cycles of dialogue requires further research.

References

1. Lee A, Auli M, Ranzato MA. Discriminative reranking for neural machine translation. In: ACL-IJCNLP 2021 – 59th Annual Meeting of the Association for Computational Linguistics and the 11th International Joint Conference on Natural Language Processing, Proceedings of the Conference, 2021. P. 7250–7264. http://dx.doi.org/10.18653/v1/2021.acl-long.563

2. Prashant Johri, Sunil Kumar Khatri, Ahmad T Al-Taani, et al. Natural language processing: History, evolution, application, and future work. In: Proc. 3rd International Conference on Computing Informatics and Networks. 2021;167:365-375. http://dx.doi.org/10.1007/978-981-15-9712-1_31

3. Nitschke R. Restoring the Sister: Reconstructing a Lexicon from Sister Languages using Neural Machine Translation. In: Proc. 1st Workshop on Natural Language Processing for Indigenous Languages of the Americas, AmericasNLP 2021. 2021. P. 122 – 130. http://dx.doi.org/10.18653/v1/2021.americasnlp-1.13

4. Pokrovskii MM. Izbrannye raboty po yazykoznaniyu. Moscow : Izd-vo Akad. nauk SSSR; 1959. 382 p. (In Russ.)

5. Ryazanov VV. Modeli, metody, algoritmy i arkhitektury sistem raspoznavaniya rechi. Moscow: Vychislitel'nyi tsentr im. A.A. Dorodnitsyna; 2006. 138 p. (In Russ.)

6. Lixian Hou, Yanling Li, Chengcheng Li, et al. Review of research on task-oriented spoken language understanding. Journal of Physics Conference Series. 2019;1267:012023. http://dx.doi.org/10.1088/1742-6596/1267/1/012023

7. Ashish Vaswani, Noam Shazeer, Niki Parmar, et al. Attention Is All You Need. In: proc. 31st Conf. on Neural Information Processing Systems (NIPS 2017), Long Beach, CA, USA. https://arxiv.org/abs/1706.03762

8. Jacob Devlin, Ming-Wei Chang, Kenton Lee, et al. BERT: Pre-training of Deep Bidirectional Transformers for Language Understanding. Computing Research Repository. 2018. P. 1-16.

9. Matthew E Peters, Mark Neumann, Mohit Iyyer, et al. Deep contextualized word representations. In: Proc. NAACL-HLT. 2018;1:2227–2237.

10. Alec Radford, Karthik Narasimhan, Tim Salimans, et al. Improving Language Understanding by Generative Pre-Training. Preprint. https://pdf4pro.com/amp/view/improving-language-understanding-by-generative-pre-training-5b6487.html

11. Shinji Watanabe, Takaaki Hori, Shigeki Karita, et al. ESPnet: End-to-End Speech Processing Toolkit. 2018. https://arxiv.org/abs/1804.00015

12. Jason Li, Vitaly Lavrukhin, Boris Ginsburg, et al. Jasper: An End-to-End Convolutional Neural Acoustic Model. 2019. https://arxiv.org/abs/1904.03288

13. Chaitra Hegde, Shrikumar Patil. Unsupervised Paraphrase Generation using Pre-trained Language Models. 2020. https://arxiv.org/abs/2006.05477

14. Vineel Pratap, Awni Hannun, Qiantong Xu, et al. Wav2letter++: The Fastest Open-source Speech Recognition System. In: Proc. 2019 IEEE International Conference on Acoustics, Speech and Signal Processing (ICASSP). https://doi.org/10.1109/ICASSP.2019.8683535

15. Schneider S, Baevski A, Collobert R, et al. Wav2vec: Unsupervised Pre-Training for Speech Recognition. In: Proc. Interspeech 2019, 20th Annual Conference of the International Speech Communication Association. P. 3465-3469. https://doi.org/10.21437/Interspeech.2019-1873

16. Alexis Conneau, Guillaume Lample. Cross-lingual Language Model Pretraining. In: Proc. 33rd Conference on Neural Information Processing Systems. 2019. P. 7057-7067.

17. Zhilin Yang, Zihang Dai, Yiming Yang, et al. XLNet: Generalized Autoregressive Pretraining for Language Understanding. 2019. https://arxiv.org/abs/1906.08237

18. Yinhan Liu, Myle Ott, Naman Goyal, et al. RoBERTa: A Robustly Optimized BERT Pretraining Approach. ICLR 2020 Conference Blind Submission. 2019. https://doi.org/10.48550/arXiv.1907.11692

19. Manning Kevin Clark, Minh-Thang Luong, Quoc V Le, et al. ELECTRA: Pre-training Text Encoders as Discriminators Rather Than Generators. ICLR 2020 Conference Blind Submission. 2020. https://openreview.net/forum?id=r1xMH1BtvB

20. Medennikov I, Korenevsky M, Prisyach T, et al. The STC System for the CHiME-6 Challenge. In: Proc. 6th International Workshop on Speech Processing in Everyday Environments (CHiME 2020). 2020. P. 36-41.

21. Greg Brockman, Mira Murati, Peter Welinder. OpenAI API. 2020 : OpenAI Blog. https://openai.com/blog/openai-api/

22. Zhenzhong Lan, Mingda Chen, Sebastian Goodman, et al. ALBERT: A Lite BERT for Self-supervised Learning of Language Representations. 2020. https://arxiv.org/abs/1909.11942

23. Yiming Cui, Wanziang Che, Ting Liu, et al. Pre-Training With Whole Word Masking for Chinese BERT. In: IEEE/ACM Transactions on Audio, Speech, and Language Processing. 2021;29:3504-3514. https://doi.org/10.1109/TASLP.2021.3124365

24. Aakanksha Chowdhery, Sharan Narang, Jacob Devlin, et al. PaLM: Scaling Language Modeling with Pathways. 2022. https://arxiv.org/abs/2204.02311

Submitted 10.04.2022
Reviewed 06.05.2022
Accepted for publication 06.05.2022

About the Authors:

Kazakova, Maria A., graduate student of the Applied Mathematics and Computer Science Department, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev–KAI (10, K. Marx St., Kazan, 420111, RF), ResearcherID, ORCID, kazakovamaria2609@gmail.com

Sultanova, Alina P., associate professor of the Department of Foreign Languages, Russian, Russian as a Foreign Language, Kazan National Research Technical University named after A.N. Tupolev–KAI (10, K. Marx St., Kazan, 420111, RF), ResearcherID, ORCID, alinasultanova@mail.ru

Claimed contributorship

M. A. Kazakova: basic concept formulation; goals and objectives of the literary review; search and analysis of literary sources; text preparation. A. P. Sultanova: generalization of the conceptual provisions of philology as a basis for the development of oral speech processing methods; the text revision.

The authors do not have any conflict of interest

All authors have read and approved the final manuscript.